МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР

КИЕВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
ИНСТИТУТ имени 50-летия ВЕЛИКОЙ ОКТЯБРЬСКОЙ
СОЦИАЛИСТИЧЕСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ

ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИМ РАБОТАМ.
ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

для студентов машиностроительных специальностей
всех форм обучения

Киев КПИ 1984

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР

КИЕВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
имени 50-летия ВЕЛИКОЙ ОКТЯБРЬСКОЙ СОЦИАЛИСТИЧЕСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ

Утверждено на заседании кафедры
материаловедения и технологии
конструкционных материалов
протокол № 5 от 28 декабря 1983 г.

ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИМ РАБОТАМ.
ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

для студентов машиностроительных
специальностей всех форм обучения

Киев КПИ 1984

ми. В графическую часть работы входит вычерчивание рабочего чертежа вала /вала - шестерни/, желательно в масштабе I : I.

I. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ВАЛА

I.I. Выбор материала и определение действующих на валы нагрузок

Основные материалы для изготовления валов - углеродистые и легированные стали. Выбор марки стали и вида ее термообработки обусловливается требованиями достаточной циклической и статической прочности, износостойкости, жесткости и другими критериями работоспособности вала, его назначением и конструкцией.

Углеродистую сталь обыкновенного качества марок Ст5 и Ст6 ГОСТ 380-71 применяют в основном для изготовления валов, несущая способность которых определяется критерием жесткости. Чаще всего валы изготовляют из качественной углеродистой стали марок 25, 30, 35, 40 и 45 по ГОСТ 1050-77. Для снижения массы и габаритных размеров, увеличения износостойкости высоконапряженных ответственных валов применяют более дорогостоящую легированную сталь марок 40ХН, 40ХН2МА, 30ХГСА и др. по ГОСТ 4543-71 с соответствующей термической и термохимической обработкой. Следует иметь в виду, что наряду с увеличением износостойкости цементация и, особенно, азотирование снижают влияние концентрации напряжений на предел выносливости.

Механические характеристики наиболее часто употребляемых для изготовления валов марок сталей приведены в табл.I. Сравнительная характеристика твердости металлов и сплавов приведена в табл.2.

В общем случае валы нагружены поперечными и осевыми силами, изгибающими и крутящими моментами, возникающими в расположенных на них деталях передач. Нагрузками от собственного веса вала и веса насаженных на него деталей в большинстве проектировочных расчетов пренебрегают.

Составляющие усилий в передачах определяются следующим образом [2; 5; 9; 10; 12].

I.I.I. Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача:

окружное усилие

$$F_t = F_{t_1} = F_{t_2} = 2T_1/d_{w_1} = 2T_2/d_{w_2},$$

радиальное усилие

$$F_r = F_{r_1} = F_{r_2} = F_t \, tg\alpha ,$$

где T_1, T_2 - крутящие моменты; d_{w_1}, d_{w_2} - диаметры начальных окружностей соответственно шестерни и колеса; α - угол зацепления.

1.1.2. Цилиндрическая косозубая зубчатая передача:

окружное усилие

$$F_t = F_{t_1} = F_{t_2} = 2T_1/d_{w_1} = 2T_2/d_{w_2} ,$$

радиальное усилие

$$F_r = F_{r_1} = F_{r_2} = F_t \, tg\alpha / \cos\beta ,$$

осевое усилие

$$F_a = F_{a_1} = F_{a_2} = F_t \, tg\beta ,$$

где β - угол наклона зубьев.

1.1.3. Коническая прямозубая передача:

окружное усилие

$$F_t = F_{t_1} = F_{t_2} = 2T_1/d_{wm_1} = 2T_2/d_{wm_2} ,$$

радиальное усилие

$$F_{r_1} = F_{a_2} = F_t \, tg\alpha \cos\delta_1 ,$$

осевое усилие

$$F_{a_1} = F_{r_2} = F_t \, tg\alpha \sin\delta_1 ,$$

где d_{wm_1}, d_{wm_2} - средние начальные диаметры; δ_1 - угол начального конуса.

1.1.4. Червячная передача:

окружное усилие

$$F_{t_1} = F_{a_2} = 2T_1/d_{w_1} ; \; F_{t_2} = F_{a_1} = 2T_2/d_{w_2} ,$$

радиальное усилие

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \, tg\alpha .$$

1.1.5. Ременная передача:

сила давления на валы

$$Q = 2\sigma_0 F \sin(\alpha/2) ,$$

где σ_0 - напряжения, вызванные предварительным натяжением ремня; F - суммарная площадь поперечного сечения ремней; α - угол обхвата на ведущем шкиве.

2*

1.1.6. Цепная передача:

$$Q = F_t + 2g K_f q a,$$

где F_t – окружное усилие на звездочке; g – ускорение силы тяжести; K_f – коэффициент, учитывающий провисание цепи; q – масса 1 м цепи; a – межосевое расстояние.

1.2. Ориентировочный расчет вала [3; 10]

На этом этапе расчета вала ориентировочно определяют диаметр вала в опасном сечении, исходя из условия прочности при кручении. Поскольку расстояние между опорами неизвестно, а следовательно, невозможно определить изгибающий момент, допускаемые касательные напряжения выбирают пониженными. Это в некоторой степени позволяет компенсировать неучтенную изгибающую нагрузку:

$$d = 10\sqrt[3]{\frac{T}{0{,}2[\tau]}},$$

где T – крутящий момент, Н·м; $[\tau]$ – допускаемые касательные напряжения, МПа.

Для редукторных валов принимают $[\tau] = 15...30$ МПа.
Существуют и другие пути ориентировочной оценки диаметра вала. Например, диаметр выходного конца быстроходного вала можно приближенно определить по формуле

$$d_1 \geq \sqrt[3]{140\,T_1},$$

где T_1 – крутящий момент на быстроходном валу, Н·м.

Числовой коэффициент соответствует $[\tau] = 35$ МПа.

Диаметр выходного конца тихоходного вала можно определить по формуле

$$d_2 \geq \sqrt[3]{100\,T_2},$$

где T_2 – крутящий момент на тихоходном валу, Н·м.

Числовой коэффициент соответствует $[\tau] = 50$ МПа.

Если быстроходный вал редуктора связан с валом электродвигателя муфтой, то его диаметр принимают равным $(0{,}8...1{,}0)d_э$ – диаметра вала электродвигателя.

I.3. Конструирование вала /3; 9; 10; 12/

На основании предварительной эскизной компоновки редуктора выясняют форму вала, длину его отдельных участков и расстояние между опорами. Желательно, чтобы каждая насаживаемая на вал деталь проходила до своей посадочной поверхности без натяга во избежание ослабления посадок и повреждения поверхностей. Поэтому на практике большинство валов делают ступенчатыми. Диаметры посадочных поверхностей выбирают из ряда нормальных линейных размеров по СТ СЭВ 514-77 /табл.3/, а диаметры участков под подшипники качения согласуют со стандартным рядом чисел для внутренних диаметров подшипников. Напомним, что в диапазоне размеров 3...10 мм внутренние диаметры стандартизованы через I мм, до 20 мм - через 2...3 мм, а от 20 до 500 мм - кратны 5. Перепад диаметров соседних участков должен быть достаточным для восприятия опорной поверхностью осевых сил и его необходимо согласовать с рекомендуемыми величинами заплечиков под подшипники качения по ГОСТ 20226-82.

Участки валов, предусмотренные для посадки зубчатых колес, шкивов, полумуфт и других деталей, выполняют цилиндрическими или коническими. Для фиксирования деталей от осевых перемещений валы снабжают упорными буртиками, канавками для установки упорных пружинных колец по ГОСТ 13942-68, резьбой для установки круглых шлицевых гаек по ГОСТ 11871-80. Поскольку последние предохраняются от самоотвинчиваная шайбами стопорными многолапчатыми, по ГОСТ 11872-80 на резьбовом участке вала предусматривается паз. Для передачи крутящего момента применяются шпоночные /СТ СЭВ 189-75 и ГОСТ 23360-80/ и прямобочные шлицевые /СТ СЭВ 188-75/ соединения. На участках, где имеются шпоночные соединения, следует предусматривать возможность разборки без удаления шпонки из вала.

Переход от диаметра к диаметру соседнего участка вала осуществляется с помощью галтели. Радиусы скруглений галтелей вала и размеры фасок на сопрягаемых деталях приведены в табл.4. Выходные участки валов выполняют цилиндрическими по ГОСТ 12080-75 /СТ СЭВ 537-77/ или коническими по ГОСТ 12081-72 /СТ СЭВ 537-77/ с конусностью I : 10.

3 - 1062

В последние годы наметилась тенденция конструирования валов с минимальным числом уступов, а также номинальным по всей длине диаметром. Требуемые посадки на таких валах обеспечиваются соответствующими отклонениями диаметров последних.

1.4. Составление расчетной схемы и определение расчетного диаметра вала [5; 7-10; 12]

После эскизной проработки компоновочной схемы вала /с учетом всех размещаемых на нем деталей/ переходят к схематизации вала, опор и нагрузок, т.е. к составлению расчетной схемы. Обычно валы рассматривают как балки на шарнирных опорах и рассчитывают методами сопротивления материалов. Точку приложения реакций для радиальных подшипников принимают по середине подшипника. Для однорядных шариковых радиально-упорных подшипников расстояние точки приложения реакции от внешнего торца подшипника определяют по формуле $a = 0{,}5B + 0{,}5 \times (d + D) \cdot tg\alpha$,

где B – ширина; d, D – соответственно внутренний и внешний диаметры подшипника; α – угол контакта.

Для однорядных конических роликовых радиально-упорных

$$a = 0{,}5T_n' + 0{,}25(d + D)tg\alpha,$$

где T_n' – габаритная ширина подшипника.

Усилия, действующие на валы, принимаются сосредоточенными и расположенными по середине насаженных деталей.

Составив расчетную схему, определяют опорные реакции, строят эпюры изгибающих и крутящих моментов, после чего, задавшись соответствующей теорией прочности /чаще всего III или IV/, подсчитывают приведенные моменты и строят их эпюры. Приведенные моменты подсчитывают по следующим формулам:

$$M_{пр\,III} = \sqrt{M_u^2 + (\alpha T)^2}\ ; \quad M_{пр\,IV} = \sqrt{M_u^2 + 0{,}75(\alpha T)^2},$$

где M_u – суммарный изгибающий момент; T – крутящий момент; $\alpha = [\sigma_{-1}^u]/[\sigma_0]$, $[\sigma_{-1}]$ – допускаемые напряжения для валов при симметричном цикле напряжений, $[\sigma_0]$ – допускаемые напряжения для валов при пульсирующем цикле напряжений /табл.5/.

По значениям $M_{пр}$ и $[\sigma_{-1}]$ определяют расчетный диаметр вала в опасном сечении: $d = 10\sqrt[3]{M_{пр}/0{,}1[\sigma_{-1}]}$. Расчетный диаметр вала приводят в соответствии с СТ СЭВ 514-77 /см. табл.3/. После этого выполняют проверочные расчеты вала на статистическую прочность и выносливость, а когда требуется - на жесткость.

I.5. Проверочный расчет вала на статическую прочность [10]

Данный расчет выполняют для тяжелонагруженных валов с целью проверки отсутствия пластических деформаций под действием кратковременных перегрузок, повторность действия которых не превышает 10^3 циклов.

Расчет ведется по наибольшим нагрузкам, равным произведению номинальных нагрузок на коэффициент перегрузки ($K_п = T_{max}/T$). Условие статической прочности имеет вид

$$\sigma'_{пр} = M'_{пр}/W_x \leq [\sigma],$$

где W_x - осевой момент сопротивления; $[\sigma] = \frac{\sigma_т}{[n]}$ - допускаемые напряжения; $\sigma_т$ - предел текучести материала вала; $[n]$ - допускаемый коэффициент запаса прочности, выбираемый в зависимости от отношения $\sigma_т/\sigma_в$ ($\sigma_в$ - предел прочности) по табл.6.

Если условие статической прочности не выполняется, следует увеличить диаметр вала в опасном сечении либо выбрать материал вала с более высокими механическими характеристиками.

I.6. Расчет вала на выносливость [7; 9 - 12]

Расчет на выносливость является основным и выполняется по номинальным нагрузкам, повторность приложения которых достаточна для образования усталостного разрушения. Расчету предшествует подробная проработка конструкции вала. В качестве опасных сечений выбираются не только те сечения, в которых действуют наибольшие нагрузки, но и сечения, в которых имеются конструктивные концентраторы напряжений, особенно при малых диаметрах вала.

По существу расчет на выносливость сводится к определению запаса циклической прочности и сопоставлению его с допускаемым значением:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S].$$

3*

Значения коэффициентов запаса при действии только изгибающих напряжений S_σ и напряжений кручения S_τ определяют по формулам

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma/\varepsilon_\sigma \beta\beta_y)\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau/\varepsilon_\tau \beta\beta_y)\tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости соответственно при изгибе и кручении при симметричном цикле нагружения /табл.I/; K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно изгиба и кручения /табл.7-12/; ε_σ и ε_τ – масштабные коэффициенты, учитывающие снижение предела выносливости с увеличением размеров /табл.13/; β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности /табл.14/; β_y – коэффициент, учитывающий влияние упрочняющей технологии /табл.15/, при отсутствии упрочнения поверхности $\beta_y = 1$; σ_m, τ_m – соответственно амплитудные и средние напряжения циклов напряжений изгиба и кручения; ψ_σ и ψ_τ – учитывают чувствительность материала к асимметрии цикла: $\sigma_a = M_u/W_x$; $\sigma_m = 0$; $\tau_a = \tau_m = T/2W_p$. Значения W_x и W_p для валов со шпоночным пазом приведены в табл.16.

При достаточной точности определения расчетных нагрузок, высокой однородности материала, малых или средних /до 200 мм/ диаметрах валов принимают $[S] = 1,5...2,5$. Во всех остальных случаях $[S] \geq 2,5...3,0$.

Уточненный расчет на выносливость не нужно выполнять, если номинальное эквивалентное напряжение $\sigma_{э III} = \sqrt{M_u^2 + T^2}/W_x \leq \varepsilon\sigma_{-1}/K_\sigma[S]$.

I.6.I. Если вал работает при ступенчато изменяющейся нагрузке, предел выносливости определяют с учетом графика /циклограммы/ нагружения при эквивалентном числе циклов:

$$\sigma_{-1э} = \sigma_{-1} K_L; \quad \tau_{-1э} = \tau_{-1} K_L,$$

где $K_L = \sqrt[m]{N_o/N_E}$ – коэффициент долговечности; N_o – базовое число циклов нагружений /$N_o = 5 \cdot 10^6$ для малых и средних валов, $N_o = 10^7$ – для больших валов/; m – показатель наклона кривой усталости /обычно $m = 9$, для валов с посадками с гарантированным натягом $m = 6$/; $N_E = \sum_{i=1}^{k} n_{yi} (T_i/T_1)^m$ – эквивалентное число циклов; T и i – соответственно крутящий момент и соответствующее ему число циклов нагружения на каждой ступени нагружения; T_1 – наибольший из длительно действующих моментов.

1.7. Расчет вала на жесткость [7; 10; 12]

Расчет на жесткость валов при изгибе выполняют для обеспечения правильной работы передач зацеплением и подшипников. Расчет связан с ограничением прогибов и углов поворота сечения вала. Условие жесткости имеет вид $f \leq [f]$; $\theta \leq [\theta]$. Максимальный прогиб f и угол поворота θ сечения определяют методами сопротивления материалов. Наибольший допустимый прогиб $[f]$ /0,0002...0,0003/ L /L – расстояние между опорами/; в месте посадки цилиндрических зубчатых колес $[f] \leq$ /0,01...0,03/ m, конических и гипоидных – $[f] \leq$ /0,005...0,007/ m /m – модуль/. Допустимый угол поворота под зубчатым колесом и в подшипниках скольжения $[\theta] \leq 0{,}001$ рад; под радиальным шарикоподшипником $[\theta] \leq 0{,}01$ рад; под сферическим $[\theta] \leq 0{,}05$ рад.

2. ПОРЯДОК ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ [1; 4-6; 9; 10; 12]

Исходя из расчетной схемы вала, соотношения радиальных и осевых сил, действующих на опоры, конструкции подшипникового узла по диаметру цапфы вала, намечают тип подшипника и из каталога выписывают его конкретные характеристики.

Определяют эквивалентную динамическую нагрузку с учетом переменности режима нагружения.

Определяют расчетную динамическую грузоподъемность и сопоставляют ее с табличным значением. При необходимости вносят коррективы, изменяя тип или серию подшипника.

Определяют долговечность выбранных подшипников.

Расчет динамической грузоподъемности, эквивалентной динамической нагрузки и долговечности проводят в соответствии с ГОСТ 18855-82. Эквивалентная динамическая нагрузка в зависимости от конструктивной разновидности подшипника подсчитывается следующим образом:

для шариковых радиальных, шариковых и роликовых радиально-упорных подшипников

$$P = (XVF_r + YF_a) K_б K_т ; \qquad /1/$$

для роликовых радиальных подшипников

$$P = V F_r K_\delta K_T ; \qquad /2/$$

для шариковых и роликовых упорных подшипников

$$P = F_a K_\delta K_T ; \qquad /3/$$

для шариковых и роликовых упорно-радиальных подшипников

$$P = (X F_r + Y F_a) K_\delta K_T \qquad /4/$$

В формулах /1/ - /4/: F_r и F_a - соответственно радиальные и осевые нагрузки на подшипник; X и Y - коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузки; V - коэффициент вращения /$V = 1$, если вращается внутреннее кольцо подшипника, $V = 1,2$, если вращается наружное кольцо/; K_δ - коэффициент безопасности /табл.17/; K_T - температурный коэффициент /табл.18/.

Номинальную базовую долговечность в миллионах оборотов определяют по формуле

$$L = (C/P)^p, \qquad /5/$$

где C - табличное значение динамической грузоподъемности; $p = 3$ - для шарикоподшипников, $p = 10/3$ - для роликоподшипников. Номинальная долговечность, в часах, связана с L зависимостью

$$L_h = 10^6 L / 60n,$$

где n - частота вращения. Если $n < 10$ мин$^{-1}$, то в формулу /6/ следует подставить $n = 10$ мин$^{-1}$.

При ступенчатом графике нагрузки подшипника эквивалентную динамическую нагрузку определяют по формуле

$$P_э = \sum_{i=1}^{k} P_i (L_i / L)^{1/3},$$

где P_i - нагрузки, действующие в течение L_i млн.об. По значению эквивалентной динамической нагрузки и долговечности определяют динамическую грузоподъемность подшипника

$$C = L^{1/p} P$$

При выборе радиально-упорных подшипников, наряду с осевыми составляющими реакций опор, необходимо учитывать дополнительные осевые нагрузки S, возникающие в результате действия радиальных нагрузок F_r при соответствующем угле контакта α. Следует иметь в виду, что нагрузки F_r и S при составлении расчетной схемы при-

кладываются в точке пересечения линии действия результирующей нагрузки на тело качения с осью подшипника. Для радиально-упорных шариковых подшипников $S = eF_r$; для роликовых конических $S = 0,8eF_r$. Эта точка отстоит от торца подшипника на некотором расстоянии a, которое составляет:

для шариковых радиально-упорных подшипников

$$a = 0,5[B + 0,5(D + d)tg\,\alpha];$$

для конических роликоподшипников

$$a = 0,5T' + \frac{1}{6}(D + d)e,$$

где B – ширина; d, D – соответственно внутренний и наружный диаметры; T – габаритный размер по ширине подшипника; α – угол контакта; e – вспомогательный коэффициент.

Для определения осевой нагрузки радиально-упорного подшипника подсчитывают сумму всех действующих на него осевых усилий ΣX /S и внешних/. Если ΣX оказывается меньше усилия S, принимают $F_a = S$; а если $\Sigma X > S$, принимают $F_a = \Sigma X$.

3. СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица I

Основные механические характеристики сталей, применяемых для изготовления валов [I; 5; 10]

Марка стали	Твердость HB /не менее/	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Предел выносливости, МПа		ψ_σ	ψ_τ	Термообработка
				при изгибе σ_{-1}	при кручении τ_{-1}			
I	2	3	4	5	6	7	8	9
Ст5	–	500	260	200	II0	0,05	0	–
Ст6	–	600	300	240	I20	0,05	0	–
35	207	540	320	240	I45	0,I	0,05	Н
35	230	650	380	290	I75	0,I	0,05	У
35	320	I000	650	450	270	0,I	0,05	З
45	I70	610	360	270	I50	0,I	0,05	Н

4*

Окончание табл.I

I	2	3	4	5	6	7	8	9
45	192	750	450	300	160	0,I	0,05	У
45	350	1000	800	400	240	0,I	0,05	З /т.в.ч/
40Х	260	950	700	420	210	0,15	0,I	У
40ХН	460	1600	1400	720	360	0,15	0,I	З
50Г2	250	960	700	390	250	0,15	0,I	З
I8ХГТ	555	1000	800	450	290	0,15	0,I	Ц
20Х	550	650	400	290	145	0,15	0,I	Ц
I2ХН3А	578	850	700	390	195	0,15	0,I	Ц
35ХМ	430	1600	1400	650	325	0,15	0,I	З
35ХГСА	430	1700	1350	760	380	0,15	0,I	З
38Х2Ю	652	950	800	425	210	0,15	0,I	А

Примечание. В обозначении марки стали первые две цифры указывают содержание углерода в сотых долях процента. Буквы обозначают: С – кремний, Г – марганец, Х – хром, Н – никель, Т – титан, В – вольфрам, Ф – ванадий, М – молибден, Ю – алюминий, Р – бор, Ц – цирконий, К – кобальт, Д – медь. Марки высококачественной стали имеют в конце букву А.

В графе "Термообработка" приняты следующие сокращения: У – улучшение, Н – нормализация, З – закалка, Ц – цементация, А – азотирование.

Таблица 2

Сравнительная характеристика твердости металлов и сплавов [I]

HB	HRC	HV	HB	HRC	HV	HB	HRC	HV	HB	HRC	HV
156	0	155	207	14	208	285	29	285	415	43	435
159	I	159	212	15	213	293	30	292	429	45	460
163	2	162	217	17	217	302	31	303	444	46	474
167	3	166	223	19	222	311	32	311	461	48	502
170	4	171	229	20	228	321	33	320	447	49	534
174	6	174	235	21	235	331	35	334	495	50	551
179	7	178	241	23	240	341	36	344	514	52	585
183	8	183	248	24	249	352	38	361	555	56	650
187	9	186	255	25	255	363	39	380	601	60	746
192	II	192	262	26	261	375	40	390	653	64	868
197	I2	197	269	27	270	388	41	401	712	68	1022
201	I3	201	277	28	278	401	42	423	780	72	1124

Примечание. НВ – твердость по Бринеллю, HRC – твердость по Роквеллу, HV – твердость по Виккерсу.

Таблица 3

Нормальные линейные размеры /СТ СЭВ 514-77/

Ряды				Дополни-тельные размеры
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	
10	10	10	10	10,2
			10,5	10,8
		11	11	11,2
			11,5	
				11,8
	12	12	12	12,5
			13	
				13,5
		14	14	14,5
			15	
				15,5
16	16	16	16	16,5
			17	
				17,5
		18	18	18,5
			19	
				19,5
	20	20	20	20,5
			21	
				21,5
		22	22	23,0
			24	
25	25	25	25	
			26	
				27
		28	28	29
			30	
				31
	32	32	32	33
			34	
				35
		36	36	37
			38	
				39
40	40	40	40	41
			42	
				44

Ряды				Дополни-тельные размеры
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	
		45	45	46
			48	
	50	50	50	52
			53	
				55
		56	56	58
			60	
				62
63	63	63	63	65
			67	
				70
		71	71	73
			75	
				78
	80	80	80	82
			85	
				88
		90	90	92
			95	
				98
100	100	100	100	102
			105	
				108
		110	110	112
			120	
				115
	125	125	125	118
			130	
				135
		140	140	145
			150	
				155
160	160	160	160	165
			170	
				175
		180	180	185
			190	

Примечания: 1. СТ СЭВ 514-77 устанавливает ряды нормальных линейных размеров /диаметров, длин, высот/ в интервале 0,001...20000 мм.

2. При выборе размеров ряды с более крупной градацией предпочтительней

Таблица 4

Размеры радиусов галтелей и фасок /по ГОСТ 10948-64/ [1]

Диапазон диаметров	Радиус r, мм		Фаска f, мм	
	Номинальное значение	Предельное отклонение	Номинальное значение	Предельное отклонение
Свыше 18 до 30	1,6		2	
Свыше 30 до 50	2,0		2,5	+0,4
Свыше 50 до 80	2,5	-0,4	3,0	
Свыше 80 до 120	3,0		4,0	+0,6

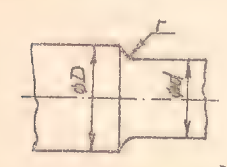


Рис.1. Галтельный переход на валу /к табл.4/

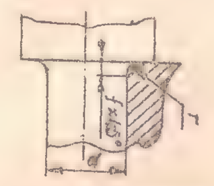


Рис.2. Конструкция сопряжения вала с фаской ступицы /к табл.4/

Таблица 5

Допускаемые напряжения на изгиб валов и вращающихся осей [10; 12]

Материал		Допускаемые напряжения на изгиб, МПа, при режимах		
Наименование	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	статическом	пульсирующем $[\sigma_0]$	симметричном $[\sigma_{-1}]$
Сталь углеродистая	400 500 600 700	130 170 200 230	70 75 95 110	40 45 55 65
Сталь легированная	800 1000	270 330	130 150	75 90
Стальное литье	400 500	100 120	50 70	30 40
	140 180	60 75	40 50	20 25

Примечание. При наличии в рассчитываемом сечении конструктивных концентраторов напряжений /пазов, отверстий, галтелей и т.п./ значение $[\sigma_0]$ и $[\sigma_{-1}]$ следует уменьшить на 25...35%.

Таблица 6

Значения запасов прочности при расчете на статическую прочность [I; 7; I0]

№ п/п	Материал вала	$[n_т]$
I	Весьма пластичный /при $\sigma_т/\sigma_в \leq 0,6$/	I,2...I,4
2	Пластичный при $\sigma_т/\sigma_в = 0,6...0,8$	I,4...I,6
3	Малопластичный при $\sigma_т/\sigma_в = 0,8...0,9$	I,6...2,2
4	Хрупкий	2,0...3,0

Таблица 7

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для валов с галтелями при изгибе [2; 7; I0]

$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	K_σ при $\sigma_в$, МПа				
		600	700	800	900	I000
≤ I,I	0,02	I,96	2,08	2,20	2,35	2,50
	0,04	I,66	I,69	I,75	I,81	I,87
	0,06	I,5I	I,52	I,54	I,57	I,60
	0,08	I,40	I,4I	I,42	I,44	I,46
	0,I0	I,34	I,36	I,37	I,38	I,39
	0,I5	I,25	I,26	I,27	I,29	I,30
	0,20	I,I9	I,2I	I,22	I,23	I,24
I,I...I,2	0,02	2,34	2,5I	2,68	2,89	3,I0
	0,04	I,92	I,97	2,05	2,I3	2,22
	0,06	I,7I	I,74	I,76	I,80	I,84
	0,08	I,56	I,58	I,59	I,62	I,64
	0,I0	I,48	I,50	I,5I	I,53	I,54
	0,I5	I,35	I,37	I,38	I,40	I,4I
	0,20	I,27	I,29	I,30	I,32	I,34
I,2...2,0	0,02	2,40	2,60	2,80	3,00	3,25
	0,04	2,00	2,I0	2,I5	2,25	2,35
	0,06	I,85	I,88	I,90	I,96	2,00
	0,08	I,66	I,68	I,70	I,73	I,76
	0,I0	I,57	I,59	I,6I	I,63	I,64
	0,I5	I,4I	I,43	I,45	I,47	I,49
	0,20	I,32	I,34	I,36	I,38	I,40

5*

Таблица 8

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для валов с галтелями при кручении

$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	K_τ при $\sigma_в$, МПа				
		600	700	800	900	1000
≤ 1,1	0,02	1,30	1,35	1,41	1,45	1,50
	0,04	1,20	1,24	1,27	1,29	1,32
	0,06	1,16	1,18	1,20	1,23	1,24
	0,08	1,12	1,14	1,16	1,18	1,19
	0,10	1,09	1,11	1,13	1,15	1,16
	0,15	1,06	1,07	1,08	1,09	1,11
	0,20	1,04	1,05	1,06	1,07	1,09
1,1...1,2	0,02	1,50	1,59	1,67	1,74	1,81
	0,04	1,33	1,39	1,45	1,48	1,52
	0,06	1,26	1,30	1,33	1,37	1,39
	0,08	1,18	1,22	1,26	1,30	1,31
	0,10	1,16	1,19	1,21	1,24	1,26
	0,15	1,10	1,11	1,14	1,16	1,18
	0,20	1,06	1,08	1,10	1,13	1,15
1,2...2,0	0,02	1,70	1,80	1,90	2,00	2,10
	0,04	1,46	1,53	1,60	1,65	1,70
	0,06	1,35	1,40	1,45	1,50	1,53
	0,08	1,25	1,30	1,35	1,40	1,42
	0,10	1,21	1,25	1,28	1,32	1,35
	0,15	1,12	1,15	1,18	1,20	1,24
	0,20	1,07	1,10	1,14	1,16	1,20

Таблица 9

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для валов с поперечными отверстиями [7; 10]

$\frac{d}{d}$ *	$\sigma_в$, МПа		
	700	900	1000
	K_σ		
0,05...0,1	2,0	2,15	2,3
0,15...0,25	1,8	1,9	2,1
	K_τ		
0,05...0,25	1,75	1,9	2,0

* d – диаметр отверстия

Таблица 10

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для валов со шпоночными пазами [7; 10]

$\sigma_в$ МПа	K_σ	K_τ
500	1,60	1,40
600	1,75	1,50
700	1,90	1,70
800	2,00	1,90
1000	2,30	2,20

Таблица 11

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений для шлицевых и резьбовых участков вала [7; 10]

$\sigma_в$ МПа	K_σ		K_τ	
	для шлицев	для резьб	для шлицев	для резьб
400	1,35	1,45	2,10	1,40
500	1,43	1,80	2,25	1,43
600	1,55	1,95	2,36	1,46
700	1,60	2,20	2,45	1,49
800	1,65	2,30	2,55	1,52
900	1,70	2,45	2,65	1,55
1000	1,72	2,60	2,70	1,58
1200	1,75	2,90	2,80	1,60

Таблица 12

Значения K_σ/ε и K_τ/ε в месте посадки деталей [10]

Диаметр, мм	Посадка	$\sigma_в$ МПа							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		K_σ/ε /изгиб/							
30	H7/js 6	2,25	2,50	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25
	H7/k 6	1,69	1,83	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	H7/h 6	1,46	1,63	1,79	1,93	2,11	2,28	2,44	2,76

6 - 1062

I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0
	H7/js6	2,75	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	5,20
50	H7/k6	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	H7/h6	I,80	I,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,0	3,40
	H7/js6	2,95	3,28	3,60	3,95	4,25	4,60	4,90	5,60
I00	H7/k6	2,22	2,46	2,70	2,96	3,20	2,46	3,98	4,20
	H7/h6	I,92	2,13	2,34	2,56	2,76	3,0	3,18	3,64
				K_τ/ε /кручение/					
	H7/js6	I,75	I,90	2,05	2,2	2,35	2,5	2,65	2,95
30	H7/k6	I,41	I,53	I,64	I,75	I,86	I,98	2,09	2,31
	H7/h6	I,28	I,38	I,47	I,57	I,67	I,77	I,86	2,06
	H7/js6	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,25	3,62
50	H7/k6	I,64	I,87	2,03	2,15	2,28	2,12	2,57	2,74
	H7/h6	I,48	I,60	I,71	I,83	I,95	2,07	2,20	2,42
	H7/js6	2,17	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
I00	H7/k6	I,65	I,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	H7/h6	I,55	I,68	I,83	I,94	2,06	2,20	2,31	2,58

Таблица I3

Значения ε_σ и ε_τ [7, 10]

Материал		Диаметр вала d, мм						
		20	30	40	50	70	I00	200
Сталь углеродистая	ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,6I
	ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Сталь легированная	ε_σ и ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,85	0,59	0,52

Таблица 14

Значения коэффициентов β [7; 10]

Обработка и класс шероховатости поверхности	$\sigma_в$ МПа			
	400	700	900	1200
Шлифование, Ra 0,32... Ra 0,16	1,00	1,00	1,00	1,00
Обточка, Ra 2,5... Ra 0,63	1,05	1,10	1,15	1,25
Обдирка, Ra 80... Ra 20	1,20	1,25	1,35	1,50
Необработанная поверхность	1,35	1,50	1,90	2,20

Таблица 15

Значения коэффициента $\beta_у$ при различных видах поверхностного упрочнения [7; 9; 10]

Вид упрочнения	$\sigma_в$ сердцевины, МПа	$\beta_у$		
		для гладких валов	при K_σ	
			1,5	2,0
Закалка с нагревом ТВЧ /толщина слоя 0,9...1,5 мм/	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	800...1000	1,3...1,5	-	-
Дробеструйный наклеп или накатка роликом	600...1600	1,1...1,3	1,5...1,6	1,7...2,0
Азотирование	400...600	1,8...2,0	3,0	-
	900...1200	1,1...1,2	1,5...1,7	1,7...2,8
Цементация	700...800	1,4...1,5	-	-
	1000...1200	1,2...1,3	2,0	

6*

Таблица I6

Моменты сопротивления сечения валов со шпоночным пазом под стандартную шпонку по СТ СЭВ 189-75 и ГОСТ 23360-78

Диаметр вала d, мм	Сечение шпонки $b \times h$, мм	Осевой момент сопротивления W_x, мм^3	Полярный момент сопротивлении W_p, мм^3	Диаметр вала d, мм	Сечение шпонки $b \times h$, мм	Осевой момент сопротивления W_x, мм^3	Полярный момент сопротивления W_p, мм^3
20	6 x 6	655	1440	45	14 x 9	7800	16740
21	6 x 6	770	1680	48	14 x 9	9620	20500
22	6 x 6	897	1940	50	14 x 9	10800	23050
24	8 x 7	1110	2470	53	16 x 10	12770	27270
25	8 x 7	1275	2810	55	16 x 10	14510	30800
26	8 x 7	1453	3180	56	16 x 10	15290	32440
28	8 x 7	1860	4020	60	18 x 11	18760	40000
30	8 x 7	2320	4970	63	18 x 11	21900	46400
32	10 x 8	2730	5940	67	22 x 12	26070	55470
34	10 x 8	3330	7190	70	22 x 12	30200	63800
36	10 x 8	4010	8590	71	22 x 12	31230	66030
38	10 x 8	4760	10130	75	22 x 12	37600	79000
40	12 x 8	5510	11790	80	22 x 14	42000	89100
42	12 x 8	6450	13720				

Таблица 17

Зависимость коэффициента безопасности $K_б$ от характера нагрузки [4; 6]

Характер нагрузки на подшипник	$K_б$	Примеры использования
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Ролики ленточных конвейеров; маломощные кинематические редукторы и приводы
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125% номинальной /расчетной/ нагрузки	1,0...1,2	Прецизионные зубчатые передачи; металлорежущие станки /кроме строгальных и долбежных/; блоки; электродвигатели малой и средней мощности; легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки, вибрационная нагрузка, кратковременные перегрузки до 150% номинальной /расчетной/ нагрузки	1,3...1,5	Буксы рельсового подвижного состава; зубчатые передачи 7-й и 8-й степени точности; редукторы всех конструкций
То же, в условиях повышенной надежности	1,5...1,8	Центрифуги; мощные электрические машины; энергетическое оборудование
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200% номинальной /расчетной/ нагрузки	1,8...2,5	Зубчатые передачи 9-й степени точности; дробилки и копиры; кривошипно-шатунные механизмы; валки прокатных станов; мощные вентиляторы и эксгаустеры
Нагрузки с сильными ударами. Кратковременные перегрузки до 300% номинальной /расчетной/ нагрузки	2,5...3,0	Тяжелые ковочные машины, лесопильные рамы; рабочие рольганги у крупносортных станов, блюмингов и слябингов

Таблица 18

Значения коэффициента $K_т$ [4; 6]

Рабочая температура подшипника, °С	125	125	150	175	200	225	250
$K_т$	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

4.1. Пример расчета ведомого вала косозубого цилиндрического зубчатого редуктора /рис.3/

Дано: передаваемая мощность P = 19 кВт; частота вращения вала n = 190 мин$^{-1}$; график нагружения показан на рис.3; срок службы L_h = 25000 ч; коэффициент кратковременной перегрузки $K_n = (T_{max}/T)$ = =1,9; диаметр начальной окружности колеса d_w = 303,5 мм; ширина колеса b = 80 мм; угол наклона зубьев $\beta = 5^{\circ}50'$.

4.1.1. Определяем действующие на вал нагрузки:

крутящий момент $T = 9550\ P/n = 9550 \cdot 19/190 = 955$ Н·м;

окружная сила $F_t = 2T/d_w = 2 \cdot 955 \cdot 10^3/303,5 = 6300$ Н;

радиальная сила $F_r = F_t\, tg\alpha / cos\beta = 6300 \cdot 0,363/0,995 = 2300$ Н;

осевая сила $F_a = F_t\, tg\beta = 6300 \cdot 0,102 = 630$ Н.

4.1.2. В качестве материала для изготовления вала назначаем среднеуглеродистую сталь 45 по ГОСТ 1050-77. Термообработка – нормализация. Механические характеристики /см.табл.1/: НВ170, $\sigma_в$ = 610 МПа, σ_T = 360 МПа, σ_{-1} = 270 МПа, τ_{-1} = 150 МПа.

4.1.3. Ориентировочно определяем диаметр вала под зубчатым колесом. Примем $[\tau]$ = 30 МПа:

$$d = 10\sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = 10\sqrt[3]{\frac{955}{0,2 \cdot 30}} = 54 \text{ мм.}$$

По СТ СЭВ 514-77 /табл.3/ принимаем d = 55 мм.

4.1.4. Выполняем эскизную компоновку узла вала, конструктивно определяем размеры его участков и составляем расчетную схему /рис.3/. Предварительно намечаем использовать в качестве опор подшипники шариковые радиальные однорядные. По величине заплечиков под подшипники при d = 55 мм принимаем подшипники средней серии 309, у которых $d_п$ = 45 мм, $D_п$ = 100 мм, $B_п$ = 25 мм. Длину участка вала под колесом принимаем меньше ширины колеса: $l_1 = b - 2 = 78$ мм. Зазор между стенкой редуктора и торцом колеса принимаем 11 мм с каждой стороны. Принимаем для подшипников пластичную смазку. Чтобы предотвратить вытекание смазки внутрь корпуса предусмотрим постановку мазеудерживающих колец шириной 10 мм.

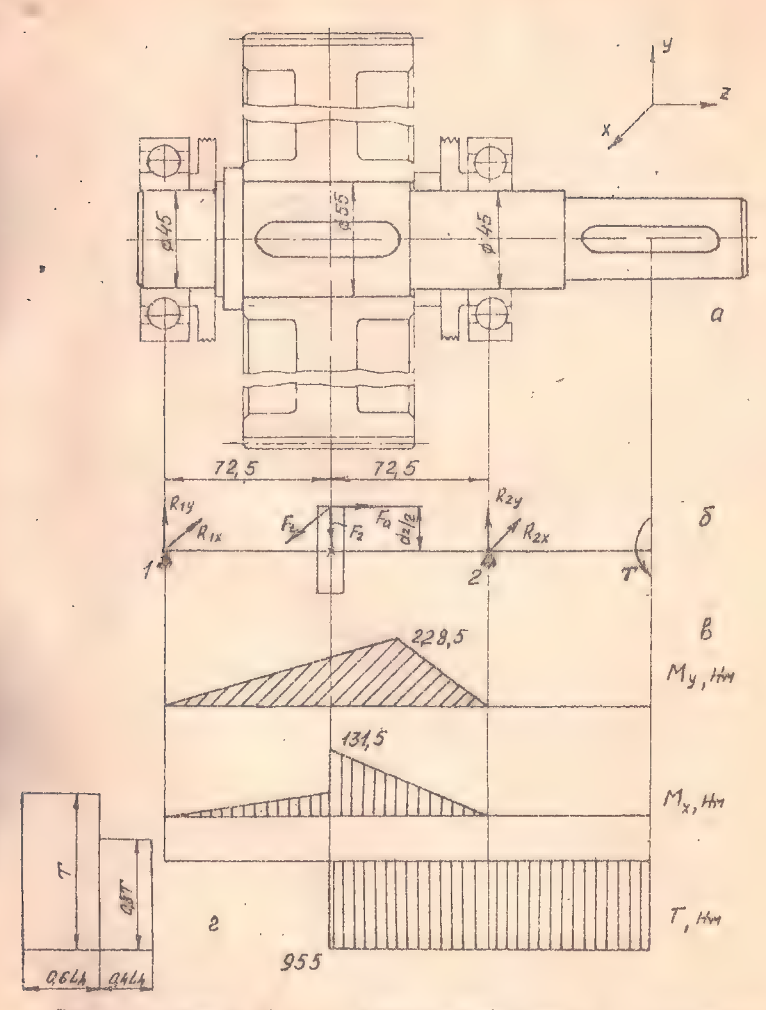


Рис.3. К примеру 4.I: а – компоновочная схема; б – расчетная схема; в – эпюры изгибающих и крутящих моментов; г – график нагружения

7*

Размеры выходящего из редуктора конца вала согласуем со СТ СЭВ 537-77, получим d = 40 мм, l = 82 мм. Таким образом, расстояние между опорами L = 145 мм.

4.1.5. Определяем расчетный диаметр вала в опасном сечении. Рассчитываем опорные реакции:

в горизонтальной плоскости: $R_{1x} = R_{2x} = 0,5\,F_t =$

$$= 0,5 \cdot 6300 = 3150\,H$$

в вертикальной плоскости:

$\Sigma M_{1x} = F_r\,0,5L - R_{2y}L + 0,5F_a d_w = 0$, откуда

$$R_{2y} = \frac{0,5(F_r L + F_a d_w)}{L} = \frac{0,5(2300 \cdot 145 + 630 \cdot 303,5)}{145} = 1810\,H;$$

$$\Sigma M_{2x} = R_{1y} L + 0,5 F_a d_w - 0,5 F_r L = 0;$$

$$R_{1y} = \frac{0,5(F_r L - F_a d_w)}{L} = \frac{0,5(2300 \cdot 145 - 630 \cdot 303,5)}{145} = 490\,H.$$

Суммарные опорные реакции:

$$F_{r_1} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{3150^2 + 490^2} = 3200\,H;$$

$$F_{r_2}' = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{3150^2 + 1810^2} = 3640\,H.$$

В качестве опасного рассмотрим сечение вала по середине зубчатого колеса. Изгибающие моменты в опасном сечении

$$M_y = 0,5 R_{1x} L = 3150 \cdot 0,0725 = 228,5\,H \cdot м;$$

$$M_x = 0,5 R_{1y} L + 0,5 F_a d_w = 490 \cdot 0,0725 + 630 \cdot 0,3035 = 131,5\,H \cdot м.$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{228,5^2 + 131,5^2} = 262\,H \cdot м.$$

Приведенный момент /по третьей теории прочности/

$$M_{пр\,III} = \sqrt{M_u^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{262^2 + (0,58 \cdot 955)^2} = 615\,H \cdot м,$$

где $\alpha = [\sigma_{-1}]/[\sigma_0] = 0,58$; $[\sigma_{-1}] = 55$ МПа, $[\sigma_0] = 95$ МПа /см.табл.5/.

Так как в опасном сечении находится шпоночный паз, принимаем $[\sigma_{-1}]$ = 40 МПа. Расчетный диаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{615 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40}} = 53,5\,мм.$$

Так как расчетный диаметр вала незначительно отличается от полученного в ориентировочном расчете, окончательно принимаем d = 55 мм.

4.1.6. Выполняем проверочный расчет вала па статическую прочность.

С учетом коэффициента перегрузки определяем максимальные нагрузки в опасном сечении:

$$M_u' = K_n M_u = 1{,}9 \cdot 262 = 498\ Н \cdot м\ ;\ T' = K_n\ T = 1{,}9 \cdot 955 = 1815\ Н \cdot м\ .$$

$$M'_{пр\ III} = \sqrt{(M_u')^2 + (T')^2} = \sqrt{498^2 + 1815^2} = 1880\ Н \cdot м\ .$$

Напряжения в опасном сечении

$$\sigma_{пр} = \frac{M'_{пр\ III}}{W_x} = \frac{1880 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 55^3} = 112{,}5\ МПа\ .$$

Допускаемые напряжения $[\sigma] = \sigma_T / [n_T]$ = 360/1,4 = 277 МПа, где $[n_T]$ = 1,4 при σ_T / σ_B = 360/610 = 0,59 /см.табл.6/. Поскольку $\sigma_{пр} < [\sigma]$, статическая прочность вала обеспечена.

4.1.7. Выполняем проверочный расчет вала на выносливость. Определяем амплитудные и средние напряжения циклов в опасном сечении:

при изгибе /симметричный цикл/ W_x = 1450 мм^3 /см.табл.16/

$$\sigma_a = M_{пр} / W_x = \frac{(615 \cdot 10^3)}{14510} = 42{,}4\ МПа,\quad \sigma_m = 0$$

при кручении / W_p = 30800 мм^3, см.табл.16/

$$\tau_a = \tau_m = 0{,}5\,T / W_p = 0{,}5 \cdot 955 \cdot 10^3 / 30800 = 15{,}5\ МПа.$$

Определяем пределы выносливости при изгибе и кручении с учетом переменности режима нагружения:

$$\sigma_{-1Э} = \sigma_{-1} K_L = 270\ МПа;\quad \tau_{-1Э} = \tau_{-1} K_L = 150\ МПа\ ,$$

где $K_L = \sqrt[9]{N_c / N_E}$; N_c = 5 · 10^6 – базовое число циклов,

$N_E = \sum_{i=1}^{K} n_{Ui} (T_i / T)^9 = [0{,}6 (T/T)^9 + 0{,}4 (0{,}8\,T/T)^9] \cdot 190 \cdot 60 \cdot 25000 = 185 \cdot 10^6$ – эквивалентное число циклов нагружений /см.подразд.6.1/, так как $N_E > N_c$, $K_L = 1$.

Определяем коэффициент запаса прочности:

при изгибе

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1Э}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a} = \frac{270}{[1{,}75/(0{,}82 \cdot 1{,}08)] \cdot 42{,}4} = 3{,}2\ ;$$

при кручении

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{150}{\frac{1,5}{0,7\cdot 1,08}\cdot 15,5 + 0,05\cdot 15,5} = 4,7,$$

где $K_\sigma = 1,75$, $K_\tau = 1,5$ /см.табл.10/; $\varepsilon_\sigma = 0,82$, $\varepsilon_\tau = 0,7$ /см.табл.13/; $\beta = 1,08$ /при $Ra\,2,5 \dots Ra\,0,63$, см.табл.14/; $\psi_\tau = 0,05$ /см.табл.1/.

Определяем общий запас циклической прочности при совместном действии изгиба и кручения:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3,2\cdot 4,7}{\sqrt{3,2^2 + 4,7^2}} = 2,55 > [S] = 1,5 \dots 2,5.$$

Таким образом, в течение заданного срока службы усталостное разрушение вала не произойдет.

4.2. Пример расчета ведущего вала конического зубчатого редуктора

Дано: передаваемая мощность $P = 4,5$ кВт; частота вращения $n = 450$ мин$^{-1}$; вращательное движение на вал передается через ременную передачу, ведомый шкив которой насажен на входной вал редуктора, сила давления ремня на вал $Q = 1000$ Н; график нагружения показан на рис.4, срок службы редуктора $L_h = 15000$ ч; коэффициент кратковременной перегрузки $K_n = T_{max}/T = 2,0$; средний начальный диаметр шестерни $d_{wm} = 88,4$ мм; ширина зубчатого венца $b = 38$ мм; угол делительного конуса $\delta = 24^\circ 09'$.

4.2.1. Определяем действующие на вал нагрузки:

крутящий момент $T = 9550\,P/n = 9550\,(4,5/450) = 95,5$ Н·м;

окружная сила $F_t = 2T/d_{wm} = 2\cdot 95,5\cdot 10^3/88,4 = 2020$ Н;

радиальная сила $F_r = F_t\,tg\alpha\cos\delta = 2020\cdot 0,364\cdot 0,913 = 730$ Н;

осевая сила $F_a = F_t\,tg\alpha\sin\delta = 2020\cdot 0,364\cdot 0,4089 = 330$ Н.

4.2.2. В качестве материала для изготовления вала примем углеродистую сталь 35 по ГОСТ 1050-77. Термообработка – нормализация. Механические характеристики /см.по табл.1/: НВ207, $\sigma_в = 540$ МПа; $\sigma_т = 320$ МПа; $\sigma_{-1} = 240$ МПа; $\tau_{-1} = 145$ МПа.

4.2.3. Ориентировочно определяем диаметр выходного конца вала: $d = \sqrt[3]{140\cdot T} = \sqrt[3]{140\cdot 95,5} = 23,8$ мм.

В соответствии со СТ СЭВ 537-77 принимаем d = 25 мм, ℓ = 60 мм.

4.2.4. Выполняем эскизную компоновку узла вала, конструктивно определяем размеры его участков и составляем расчетную схему вала /рис.4/.

Примем диаметр вала под подшипник $d_п$ = /1,0...1,1/ d = 1,1d = = 27,5 мм. Окончательно $d_п$ = 30 мм /кратно 5 мм/. В качестве опор предварительно намечаем использовать подшипники роликовые конические однорядные легкой серии 7206, у которых $d_п$ = 30 мм, $D_п$ = 62 мм, B = 16 мм, $T_п$ = 17,25 мм.

Зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой редуктора примем 10 мм. Так как смазка левого подшипника затруднена, предусмотрим пластичную смазку и постановку мазеудерживающего кольца толщиной 10 мм. Расстояние от внешнего торца подшипника до точки приложения реакции /см.подразд.1.4/ 14 мм. Расстояние между точками приложения опорных реакций ℓ_2 = /1,4...2,3/f = =75...125 мм. Примем ℓ_2 = 100 мм. Окончательно получим размеры, показанные на рис.4,а.

4.2.5. Определяем расчетный диаметр вала в опасном сечении. Рассчитываем опорные реакции:

в горизонтальной плоскости

$$\Sigma M_{1y} = Q\ell_3 + R_{2x}\ell_2 - F_t(\ell_1+\ell_2) = 0,$$

$$R_{2x} = [F_t(\ell_1+\ell_2) - Q\ell_3]/\ell_2 = (2020\cdot154 - 1000\cdot65)/100 = 2460 Н;$$

$$\Sigma M_{2y} = Q(\ell_2+\ell_3) - R_{1x}\ell_2 - F_t\ell_1 = 0;$$

$$R_{1x} = [Q(\ell_2+\ell_3) - F_t\ell_1]/\ell_2 = (1000\cdot165 - 2020\cdot54)/100 = 560 Н.$$

в вертикальной плоскости

$$\Sigma M_{1x} = R_{2y}\ell_2 - F_r(\ell_1+\ell_2) + 0,5F_a d_{wm} = 0$$

$$R_{2y} = [F_r(\ell_1+\ell_2) - 0,5F_a d_{wm}]/\ell_2 = (730\cdot154 - 0,5\cdot330\cdot88,4)/100 = 970 Н$$

$$\Sigma M_{2x} = R_{1y}\ell_2 - F_r\ell_1 + 0,5F_a d_{wm} = 0$$

$$R_{1y} = [F_r\ell_1 - 0,5F_a d_{wm}]/\ell_2 = (730\cdot54 - 0,5\cdot330\cdot88,4)/100 = 240 Н.$$

Суммарные опорные реакции

$$F_{r1} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{560^2 + 240^2} = 610 Н;$$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{2460^2 + 970^2} = 2660 Н.$$

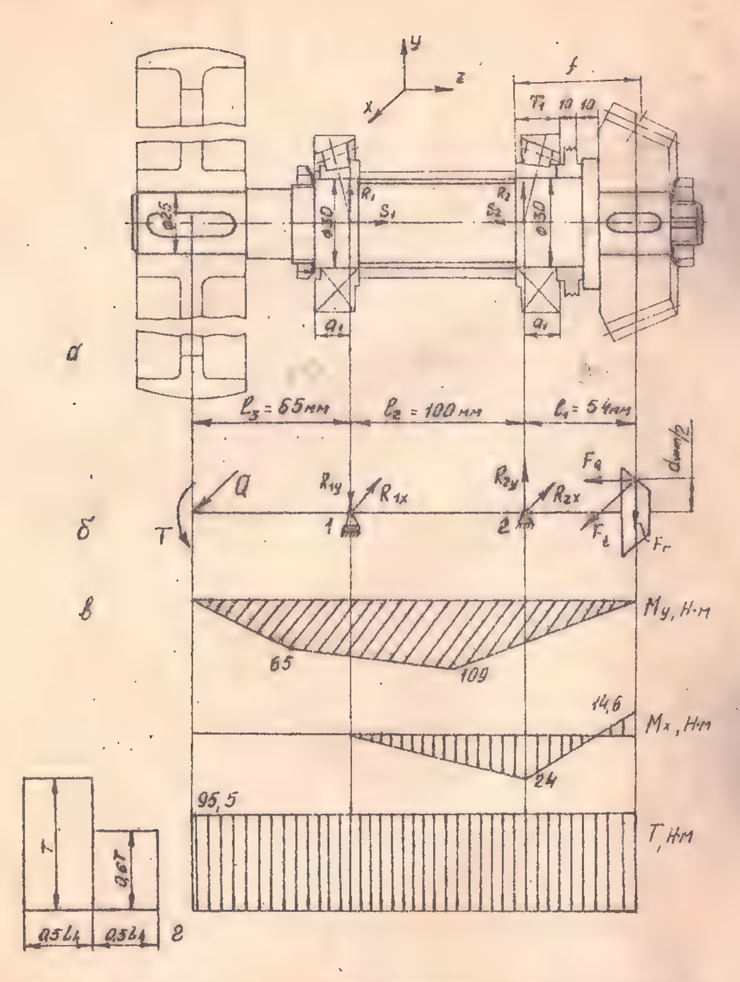


Рис.4. К примеру 4.2: а – компоновочная схема; б – расчетная схема; в – эпюры изгибающих и крутящих моментов; г – график нагружения

Примем в качестве опасного сечения вала наиболее нагруженное – под правым подшипником. Изгибающие моменты в опасном сечении:

$$M_y = Q'(\ell_2+\ell_3) - R_{1x}\,\ell_2 = (1000\cdot165-560\cdot100)/1000 = 109\ H\cdot м;$$

$$M_x = R_{1y}\,\ell_2 = 240\cdot100/1000 = 24\ H\cdot м.$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_x^2+M_y^2} = \sqrt{24^2+109^2} = 115\ H\cdot м.$$

Приведенный момент /по третьей теории прочности/

$$M_{пр.III} = \sqrt{M_u^2+(\alpha T)^2} = \sqrt{115^2+(0,6\cdot95,5)^2} = 128\ H\cdot м,$$

где $\alpha = [\sigma_{-1}]/[\sigma_0] = 0,6$; $[\sigma_{-1}] = 50$ МПа; $[\sigma_0] = 82,5$ МПа /см.табл.3/. Расчетный диаметр вала в опасном сечении

$d = \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{126\cdot10^3}{0,1\cdot50}} = 29,4$ мм, что несколько меньше принятого ранее $d_п = 30$ мм. Окончательно принимаем $d_п = 30$ мм.

4.2.6. Выполняем проверочный расчет вала на статическую прочность. С учетом перегрузок определяем максимальные нагрузки в опасном сечении.

$$M'_u = K_п\,M_u = 2\cdot115 = 230\ H\cdot м;\quad T' = K_п\cdot T = 2\cdot95,5 = 191\ H\cdot м.$$

$$M'_{пр\,III} = \sqrt{(M'_u)^2+(T')^2} = \sqrt{230^2+191^2} = 300\ H\cdot м.$$

Напряжения в опасном сечении

$$\sigma_{пр} = \frac{M'_{пр\,III}}{W_x} = \frac{300\cdot10^3}{0,1\cdot30^3} = 111\ МПа.$$

Допускаемые напряжения $[\sigma] = \sigma_т/[n_т] = 320/1,4 = 230$ МПа,

где $[n_т] = 1,4$ при $\sigma_т/\sigma_в = 320/540 = 0,59$ /см.табл.6/.

Поскольку $\sigma_{пр} < [\sigma]$, статическая прочность вала обеспечена.

4.2.7. Выполняем проверочный расчет вала на выносливость. Определяем амплитудные и средние напряжения циклов в опасном сечении:

при изгибе /симметричный цикл/: $\sigma_m = 0$

$$\sigma_a = M_{пр}/W_x = 126\cdot10^3/(0,1\cdot30^3) = 46,7\ МПа;$$

при кручении

$$\tau_a = \tau_m = 0,5T/W_p = 0,5\cdot95,5\cdot10^3/0,2\cdot30^3 = 8,8\ МПа.$$

Определяем пределы выносливости при изгибе и кручении с учетом переменности режима нагружения /см.п.1.6.1/

$\sigma_{-1э} = \sigma_{-1} K_L = 240$ МПа; $\tau_{-1э} = \tau_{-1} K_L = 145$ МПа,

где $K_L = \sqrt[9]{N_0 / N_E}$; $N_0 = 5 \cdot 10^6$ – базовое число циклов, $N_E = [0,5\,(T/T)^9 + 0,5(0,6T/T)^9] \cdot 450 \cdot 60 \cdot 15000 = 202 \cdot 10^6$ – эквивалентное число циклов нагружений.

Так как $N_E > N_0$, то $K_L = 1$. Определяем коэффициент запаса прочности:

при изгибе

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1э}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a} = \frac{240}{(2,0/1,05) \cdot 46,7} = 2,7;$$

при кручении

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1э}}{K_\tau \tau_a / \varepsilon_\tau \beta + \psi_\tau \tau_m} = \frac{145}{(1,6/1,05) \cdot 8,8 + 0,05 \cdot 8,8} = 10,3,$$

где $K_\sigma/\varepsilon = 2,0$; $K_\tau/\varepsilon = 1,6$ /табл.12/; $\beta = 1,05$ /при $Rа$ 0,63, см.табл.14/; $\psi_\tau = 0,05$ /табл.1/. Определяем общий запас циклической прочности при совместном действии изгиба и кручения:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{2,7 \cdot 10,3}{\sqrt{2,7^2 + 10,3^2}} = 2,6 > [S] = 1,5 \ldots 2,5.$$

Таким образом, в течение заданного срока службы усталостное разрушение вала не произойдет.

4.3. Пример расчета промежуточного вала двухступенчатого цилиндрического косозубого редуктора

Дано: передаваемая мощность $P = 37,2$ кВт; частота вращения $n = 730$ мин$^{-1}$; диаметр начальной окружности колеса быстроходной ступени $d_{w2} = 201$ мм, ширина колеса $b_2 = 60$ мм; диаметр начальной окружности шестерни тихоходной ступени $d_{w3} = 81$ мм, ширина шестерни $b_3 = 84$ мм, нормальный модуль $m_n = 4$ мм; угол наклона зубьев $\beta = \beta_2 = \beta_3 = 11^\circ 30'$; режим работы редуктора постоянный, кратковременные перегрузки $K_n = T_{max}/T = 1,5$; срок службы $L_h = 10000$ ч.

4.3.1. Определяем действующие на вал нагрузки:

крутящий момент $T = 9550\, P/n = 9550 \cdot 37,2/730 = 485$ Н·м;

окружные силы $F_{t2} = 2T/d_{w2} = 2 \cdot 485 \cdot 10^3/201 = 4840$ Н;

$F_{t3} = 2T/d_{w3} = 2 \cdot 485 \cdot 10^3/81 = 12000$ Н;

радиальные силы: $F_{r2} = F_{t2}\, tg\,\alpha / \cos\beta$ = 4840·0,364/0,9799 = =1800Н; $F_{r3} = F_{t3}\, tg\,\alpha / \cos\beta$ = 12000·0,364/0,9799 = 4460 Н;

осевые силы

$$F_{a2} = F_{t2}\, tg\,\beta = 4840 \cdot 0{,}203 = 980 \text{ Н};$$
$$F_{a3} = F_{t3}\, tg\,\beta = 12000 \cdot 0{,}203 = 2440 \text{ Н}.$$

4.3.2. В качестве материала для изготовления вала примем легированную сталь 40Х по ГОСТ 4543-71. Термообработка – улучшение. Механические характеристики /по табл.1/: НВ260, $\sigma_в$ = 950 МПа, σ_T = 700 МПа, σ_{-1} = 420 МПа, τ_{-1} = 210 МПа.

4.3.3. Ориентировочно определяем диаметр вала в месте посадки зубчатых колес. Принимаем $[\tau]$ = 15 МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{485 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 15}} = 54{,}5 \text{ мм}.$$

По СТ СЭВ 514-77 /см.табл.3/ принимаем d = 56 мм.

4.3.4. Выполняем эскизную компоновку вала, конструктивно определяем размеры его участков и составляем расчетную схему вала /рис.5/.

Полагаем, что шестерня тихоходной ступени будет изготовлена за одно целое с валом /вал-шестерня/, диаметр впадин $d_{f3} = d_{w3} - 2{,}5m_n$ = 71 мм. В качестве опор вала примем подшипники роликовые конические однорядные средней серии 7310Н, у которых $d_п$ = =50 мм, $D_п$ = 110 мм, B = 27 мм, $T_п$ = 29,25 мм. Величину зазора между торцами зубчатых колес примем 12 мм, между торцами колес и внутренней стенкой редуктора – 10 мм. В результате получим расчетную схему вала /рис.5,б/.

4.3.5. Определяем расчетный диаметр вала в опасном сечении. Рассчитываем опорные реакции:

в горизонтальной плоскости $\sum M_{1y} = F_{t2}\ell_1 + F_{t3}(\ell_1 + \ell_2) - R_{2x}(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = 0$,

откуда $R_{2x} = \dfrac{F_{t2}\ell_1 + F_{t3}(\ell_1 + \ell_2)}{(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3)} = (4840 \cdot 52 + 12000 \cdot 136)/200 = 9420 \text{ Н};$

$\sum M_{2y} = R_{1x}(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) - F_{t2}(\ell_2 + \ell_3) - F_{t3}\ell_3 = 0$,

откуда $R_{1x} = \dfrac{F_{t2}(\ell_2 + \ell_3) + F_{t3}\ell_3}{(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3)}$ = (4840·148+12000·64)/200 = 7420 Н;

вертикальной плоскости

$$\sum M_{2x} = F_{r3}\ell_3 - 0{,}5F_{a3}d_{w3} - F_{r2}(\ell_2 + \ell_3) - 0{,}5F_{a2}d_{w2} + R_{1y}(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = 0;$$

R_{2y} = (0,5 · 980 · 201 + 0,5 · 2440 · 81 + 4460 · 136 – 1800 x x 52)/200 = 3540 Н.

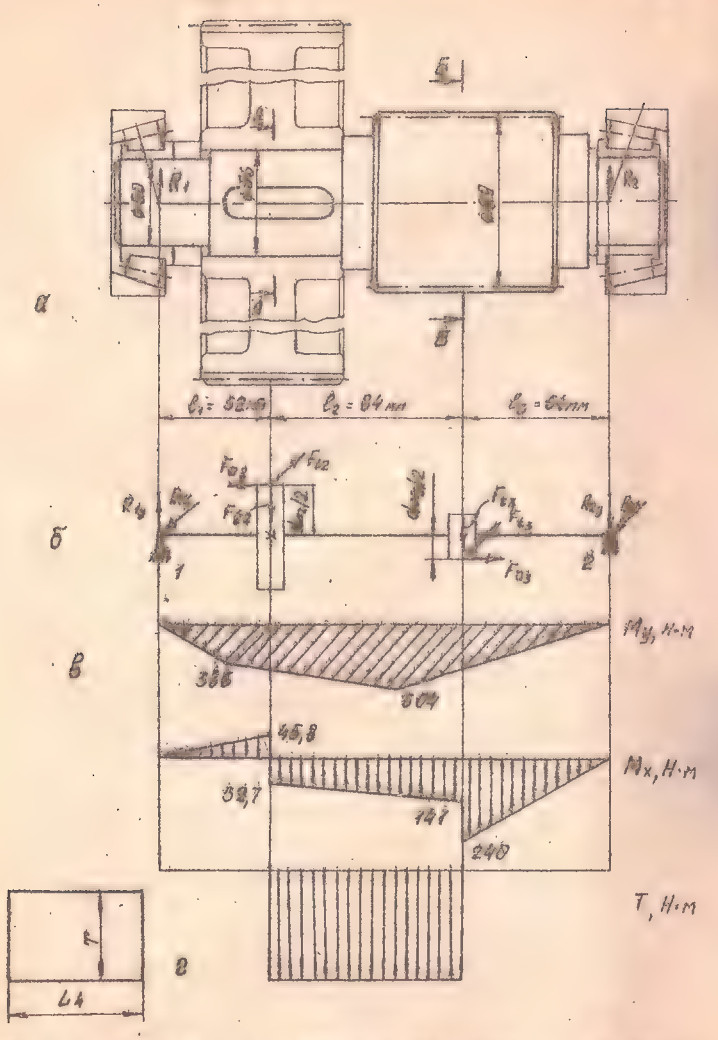


Рис.5. К примеру 4.3: а – компоновочная схема; б – расчетная схема; в – эпюры изгибающих и крутящих моментов; г – график нагружения

$$\Sigma M_{1x} = F_{r2}\ell_1 - 0{,}5F_{a2}d_{w2} - 0{,}5F_{a3}d_{w3} - F_{r3}(\ell_1+\ell_2) + R_{2y}(\ell_1+\ell_2+\ell_3) = 0;$$

$$R_{1y} = (0{,}5 \cdot 2440 \cdot 81 + 1800 \cdot 148 + 0{,}5 \cdot 980 \cdot 201 - 4460 \cdot 64)/200 = 880 \text{ Н}.$$

Суммарные опорные реакции

$$F'_{r1} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = 7420^2 + 880^2 = 7450 \text{ Н};$$

$$F'_{r2} = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = 9420^2 + 3540^2 = 10100 \text{ Н}.$$

В качестве опасных сечений расомотрим сечения А-А и Б-Б.

Сечение А-А.

Суммарный изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{386^2 + 52{,}7^2} = 390 \text{ Н·м}.$$

Приведенный момент /по третьей теории прочности/:

$$M_{пр_{III}} = \sqrt{M_u^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{390^2 + (0{,}6 \cdot 485)^2} = 485 \text{ Н·м},$$

где $\alpha = [\sigma_{-1}]/[\sigma_0] = 0{,}6$; $[\sigma_{-1}] = 85{,}0$ МПа; $[\sigma_0] = 145$ МПа /табл.5/.

Расчетный диаметр вала в сечении А-А. С учетом наличия в сечении шпоночного паза примем $[\sigma_{-1}] = 55$ МПа:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{пр\,III}}{0{,}1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{485}{0{,}1 \cdot 55}} = 44{,}6 \text{мм},$$

что насколько меньше принятого. Учитывая, что это пойдет в запас прочности, окончательно принимаем $d = 56$ мм.

Сечение Б-Б.

Суммарный изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{604^2 + 240^2} = 650 \text{ Н·м}.$$

Приведенный момент /по третьей теории прочности/

$$M_{пр_{III}} = \sqrt{M_u^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{650^2 + /0{,}6 \cdot 485/^2} = 710 \text{ Н·м},$$

где $\alpha = \dfrac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]} = 0{,}6$; $[\sigma_{-1}] = 85$ МПа; $[\sigma_0] = 145$ МПа /определено ранее/.

Расчетный диаметр вала в сечении Б-Б:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{пр\,III}}{0{,}1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{710}{0{,}1 \cdot 85}} = 43 \text{ мм},$$

что значительно меньше диаметра впадин шестерни. Можно поставить вопрос об изготовлении шестерни отдельно от вала, поскольку это

приведет к значительной экономии материала. Однако не будем изменять компоновочную схему, поскольку рассматриваемый в примере вал представляет собой реальную конструкцию, взятую из стандартного редуктора, который студенты КПИ изучают на лабораторной работе.

4.3.6. Выполняем проверочный расчет вала на статическую прочность.

Определим максимальные нагрузки в опасных сечениях:

Сечение А-А

$M'_u = K_п M_u = 1{,}5 \cdot 390 = 585$ Н·м;

$T' = K_п T = 1{,}5 \cdot 485 = 730$ Н·м;

$M'_{пр_{II}} = \sqrt{(M'_u)^2 + (T')^2} = \sqrt{585^2 + 730^2} = 940$ Н·м;

$\sigma_{пр} = \frac{M'_{пр\, II}}{W_x} = \frac{940 \cdot 10^3}{15290} = 61$ МПа;

$W_x = 15290$ мм^3 /см.табл.16/

Сечение Б-Б

$M'_u = K_п M_u = 1{,}5 \cdot 650 = 975$ Н·м;

$T' = K_п T = 1{,}5 \cdot 485 = 730$ Н·м;

$M'_{пр_{III}} = \sqrt{(M'_u)^2 + (T')^2} = \sqrt{975^2 + 730^2} = 1220$ Н·м;

$\sigma_{пр_{III}} = M'_{пр_{III}} / W_x = \frac{1220 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 71^3} = 34$ МПа;

$W_x = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0{,}1 d^3$.

Допускаемые напряжения $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{700}{1{,}55} = 450$ МПа, $[n] = 1{,}55$ при $\sigma_T / \sigma_в = 700/950 = 0{,}74$ /см.табл.6/.

Таким образом, действующие напряжения в сечениях А-А и Б-Б существенно ниже допускаемых, поэтому статическая прочность вала обеспечена.

4.3.7. Выполняем проверочный расчет вала на выносливость при совместном действии циклических напряжений изгиба и кручения. Рассмотрим только сечение А-А.

Определим номинальное эквивалентное напряжение:

$$\sigma_э = \frac{\sqrt{M_u^2 + T^2}}{W_x} = \left(\sqrt{390^2 + 485^2}\right)/15290 = 41 \text{ МПа};$$

$\varepsilon = 0{,}75$ /см.табл.13/, $K_\sigma = 2{,}25$ /см.табл.10/.

Так как $\varepsilon \sigma_{-1} / K_\sigma [S] = 0{,}75 \cdot 420/(2{,}25 \cdot 2{,}5) = 56$ МПа $> \sigma_э$, $\sigma_э = 41$ МПа, уточненный расчет на выносливость не производят. Циклическая прочность вала обеспечена.

4.4. Пример расчета вала-червяка червячного редуктора

Дано: крутящий момент на червяке T_1 = 92 Н·м, частота вращения n = 320 мин$^{-1}$; крутящий момент на червячном колесе T_2 = =955 Н·м; вращательное движение передается через ременную передачу, ведомый шкив которой насажен на выходной конец червяка, сила давления ремня Q = 1200 Н; график нагружения показан на рис.6,г; срок службы L_h = 8000 ч; коэффициент кратковременной перегрузки $K_n = T_{max}/T$ = 1,7; геометрические размеры червяка /из расчета передачи/: диаметр вершин витков d_{a_1} = 72 мм, диаметр впадин d_{f_1} = 45,8 мм, диаметр начальной окружности d_{w_1} = 62 мм, длина нарезанной части b_1 = 125 мм; диаметр начальной окружности червячного колеса d_{w_2} = 252 мм.

4.4.1. Определяем действующие на червяк усилия:

окружная сила $F_t = 2T_1/d_{w_1}$ = 2 · 92 · 10^3/62 = 2960 Н;

осевая сила $F_a = 2T_2/d_{w_2}$ = 2 · 955 · 10^3/252 = 7580 Н;

радиальная сила $F_r = F_a \, tg\alpha$ = 7580 · 0,364 = 2760 Н.

4.4.2. Считая, что червяк будет изготовлен за одно целое с валом в качестве материала для изготовления вала-червяка примем углеродистую сталь 45 по ГОСТ 1050-77 с поверхностной закалкой витков до НРС 45...50. Механические характеристики [1]: $\sigma_в$ = =750 МПа; $\sigma_т$ = 450 МПа; σ_{-1} = 340 МПа; τ_{-1} = 205 МПа.

4.4.3. Выполняем эскизную компоновку узла вала, конструктивно определяем размеры его участков и составляем расчетную схему вала.

Полагаем, что червяк будет выполнен за одно целое с валом. Поскольку диаметр впадин витков червяка d_{f_1} = 45,8 мм, примем диаметр вала на участках вала, прилегающих к червяку, равным 45 мм. Диаметры опорных поверхностей вала примем $d_п$ = 45 мм. Для упора торцов внутренних колец подшипников предусмотрим выполнение на валу упорных буртиков. В качестве левой опоры вала примем комплект из двух однорядных радиально-упорных роликовых подшипников 7609, у которых $d_п$ = 45 мм, $D_п$ = 100 мм. Правая опора - плавающая, для нее примем однорядный радиальный шарикоподшипник.

Диаметр и длину выходного конца вала примем в соответствии со СТ СЭВ 537-77 на цилиндрические концы валов: d = 36 мм, ℓ = 80 мм.

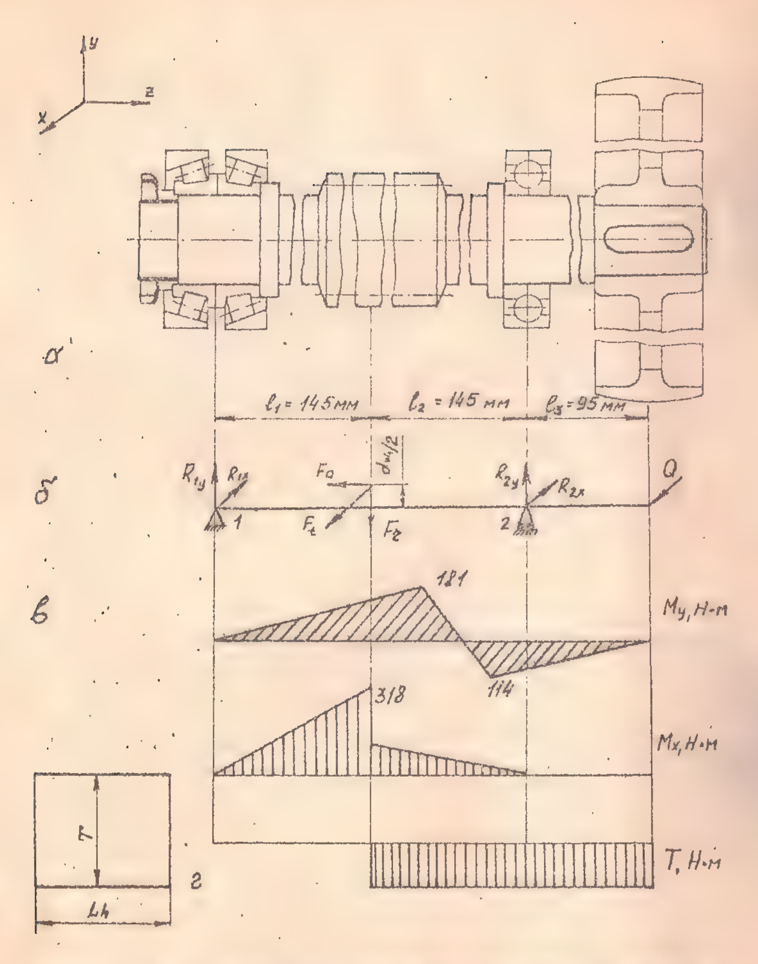


Рис.6. К примеру 4.4: а – компоновочная схема; б – расчетная схема; в – эпюры изгибающих и крутящих моментов; г – график нагружения

Окончательно получим компоновочную схему, показанную на рис.6,а.

4.4.4. Определяем расчетный диаметр вала в опасном сечении. Вычисляем опорные реакции:

в горизонтальной плоскости

$$\sum M_{1y} = F_t \ell_1 - R_{2x} (\ell_1 + \ell_2) + Q (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = 0,$$

откуда $R_{2x} = \dfrac{F_t \ell_1 + Q(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3)}{(\ell_1 + \ell_2)} = (2960 \cdot 145 + 1200 \cdot 380)/290 = 3050 H.$

$$\sum M_{2y} = R_{1x} (\ell_1 + \ell_2) - F_t \cdot \ell_2 + Q \ell_3 = 0$$

откуда $R_{1x} = \dfrac{F_t \ell_2 - Q \ell_3}{(\ell_1 + \ell_2)} = (2960 \cdot 145 - 1200 \cdot 95)/290 = 1110 H;$

в вертикальной плоскости

$$\sum M_{1x} = F_r \ell_1 - 0,5 F_a d_{w1} - R_{2y} (\ell_1 + \ell_2) = 0;$$

$$R_{2y} = (F_r \ell_1 - 0,5 F_a d_{w1})/(\ell_1 + \ell_2) = (2760 \cdot 145 - 0,5 \cdot 7580 \cdot 62)/290 = 570 H;$$

$$\sum M_{2x} = R_{1y} (\ell_1 + \ell_2) - F_r \ell_1 - 0,5 F_a d_{w1} = 0;$$

$$R_{1y} = (F_{r1} \ell_1 + 0,5 F_a d_{w1})/(\ell_1 + \ell_2) = (2760 \cdot 145 + 0,5 \cdot 7580 \cdot 62)/290 = 2190 H.$$

Суммарные опорные реакции

$$F_{r1} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{1110^2 + 2190^2} = 2455 H;$$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{3050^2 + 570^2} = 3100 H.$$

В качестве опасного рассмотрим наиболее нагруженное сечение вала червяка по середине его нарезанной части. Изгибающие моменты в опасном сечении:

$$M_y = R_{1x} \ell_1 = 1110 \cdot 0,145 = 161 \text{ Н·м};$$

$$M_x = R_{1y} \ell_1 = 2190 \cdot 0,145 = 318 \text{ Н·м}.$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{318^2 + 161^2} = 365 \text{ Н·м}.$$

Приведенный момент /по третьей теории прочности/

$$M_{прw} = \sqrt{M_u^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{365^2 + (0,58 \cdot 92)^2} = 360 \text{ Н·м},$$

где $\alpha = [\sigma_{-1}]/[\sigma_0] = 0,58$; $[\sigma_{-1}] = 70$ МПа; $[\sigma_0] = 130$ МПа /см.табл.5/.

Расчетный диаметр вала в опасном сечении

$$d = \sqrt[3]{M_{прw}/0,1[\sigma_{-1}]} = \sqrt[3]{360 \cdot 10^3/(0,1 \cdot 70)} = 37,2 \text{ мм},$$

что почти на 20% меньше диаметра впадин червяка.

4.4.5. Выполняем проверочный расчет червяка на статическую прочность. Определяем максимальные нагрузки в опасном сечении с учетом кратковременных перегрузок:

$M'_u = K_п M_u = 1,7 \cdot 365 = 620 Н\cdot м$, $T' = K_п \cdot T = 1,7 \cdot 92 = 155 Н\cdot м$;

$M_{пр ш} = \sqrt{(M_u)^2 + (T)^2} = \sqrt{620^2 + 155^2} = 640 Н\cdot м$.

Определяем действующие в опасном сечении напряжения и сравниваем их с допускаемыми:

$\sigma_{пр} = M'_{пр ш}/W_x = 640 \cdot 10^3/0,1 \cdot 45,8^3 = 67$ МПа;

$[\sigma] = \sigma_т/[n] = 450/1,4 = 320$ МПа, где $[n] = 1,4$ при $\sigma_т/\sigma_в = 450/750 = 0,6$ /см.табл.6/.

Поскольку $\sigma_{пр} < [\sigma]$, статическая прочность червяка обеспечена.

4.4.6. Выполняем проверочный расчет червяка на выносливость при совместном действии циклических напряжений изгиба и кручения. Определяем номинальное эквивалентное напряжение в опасном сечении. В качестве опасного принимаем сечение посредине червяка:

$$\sigma_э = \sqrt{M_u^2 + T^2}/W_x = \sqrt{(360 \cdot 10^3)^2 + (92 \cdot 10^3)^2}/(0,1 \times 45,8^3) = 38,4 \text{ МПа}.$$

Находим отношение $\varepsilon_\sigma \sigma_{-1}/K_\sigma [S] = 0,83 \cdot 340/(2,5 \cdot 2,2) = 51,3$ МПа, где $[S] = 2,5$; $K_\sigma = 2,2$; $\varepsilon_\sigma = 0,83$. Поскольку отношение больше $\sigma_э$, уточненный расчет червяка на выносливость проводить не нужно. Его циклическая прочность считается обеспеченной.

4.4.7. Проводим проверочный расчет червяка на жесткость. Определяем приведенный момент инерции поперечного сечения червяка:

$$J_{пр} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64}\left(0,375 + 0,625\frac{d_{a1}}{d_{f1}}\right) = 3,14 \cdot 45,8^4/64 \times (0,375 + 0,675 \cdot 72/45,8) = 29,6 \cdot 10^4 \text{ мм}.$$

Находим максимальный прогиб вала-червяка:

$$f = \frac{(l_1 + l_2)^3 \sqrt{F_t^2 + F_r^2}}{48 E J_{пр}} = \frac{290^3 \sqrt{2960^2 + 2760^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 29,6 \cdot 10^4} = 0,003 \text{ мм}.$$

Вычисляем допускаемую величину прогиба вала-червяка:

$$[f] = (0,005...0,007)m = (0,005...0,007) \cdot 6 = 0,030...0,042 \text{ мм},$$ где $m = 6$ – модуль.

Так как $f < [f]$, жесткость вала-червяка считается обеспеченной.

4.5. Пример выбора опор ведомого вала косозубого цилиндрического зубчатого редуктора

Подобрать подшипники вала /см.пример 4.1/, если дано: F_{r_1} = 3200 Н, F_{r_2} = 3640 Н, F_a = 630 Н, d_n = 45 мм, n = 190 мин$^{-1}$, L_h' = 25000 ч, $t \le 100^0C$, $\beta = 5^0 50'$. Расчетная схема изображена на рис.7.

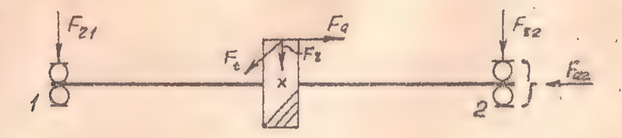


Рис.7 Расчетная схема к примеру 4.5

В рассматриваемом примере принята наиболее простая схема установки подшипников. В косозубых цилиндрических редукторах применение в качестве опор валов шариковых радиальных однорядных подшипников допускается при углах наклона зубьев колес до 9^0. Внутренние кольца подшипников закрепляются на валах и упираются в буртики вала, а наружные размещаются в расточках корпуса редуктора и поджимаются крышками. Схема широко применяется при малых расстояниях между опорами. Для компенсации температурных деформаций между торцом наружного кольца подшипника и крышкой предусматривают зазор 0,2...0,5 мм.

4.5.1. Ориентировочно принимаем подшипники шариковые радиальные однорядные средней серии 309, у которых /по каталогу/ d = 45 мм, D = 100 мм, B = 25 мм, динамическая грузоподъемность C = 37800 Н, статическая грузоподъемность C_o = 26700 Н.

4.5.2. Подсчитываем эквивалентную динамическую нагрузку опоры I /воспринимает только радиальную нагрузку/

$$P_1 = F_{r1} V K_\delta K_T = 3200 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 4160 \text{ Н},$$

где V = 1, так как вращается по отношению к F_{r1} внутреннее кольцо; K_δ = 1,3 /см.табл.17/, K_T = 1,0 /см.табл.18/.

4.5.3. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 2. Находим отношение F_{a}/C_o = 630/26700 = 0,024. Для этого отношения по ГОСТ 18855-82 вспомогательный коэффициент e = 0,21.

Так как отношение $F_a/F_{r2} = 630/(1,0 \cdot 3640) = 0,173 < e$, то

$P_2 = F_{r2} V K_б K_T = 3640 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 4600$ Н.

Так как $P_2 > P_1$, дальнейший расчет ведем по P_2.

С учетом графика нагружения /см.рис.3/

$P_2' = P_2 = 4600$ Н; $P_2'' = 0,8 P_2 = 0,8 \cdot 4600 = 3680$ Н.

4.5.4. Определяем долговечность подшипника номинальную и при каждом режиме нагружения:

$$L = 60 n L_h / 10^6 = 60 \cdot 190 \cdot 25000/10^6 = 285 \text{ млн.об};$$

$$L_1 = 0,6 L = 0,6 \cdot 285 = 171 \text{ млн.об};$$

$$L_2 = 0,4 L = 0,4 \cdot 285 = 114 \text{ млн.об}.$$

4.5.5. Подсчитываем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 2 с учетом переменности режима нагружения:

$$P_э = \sqrt[3]{\frac{(P_2')^3 L_1 + (P_2'')^3 L_2}{L}} = \sqrt[3]{\frac{4600^3 \cdot 171 + 3680^3 \cdot 114}{285}} = 4300 \text{ Н}.$$

4.5.6. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность подшипника:

$$C_p = L^{1/3} P_э = 285^{1/3} \cdot 4300 = 28400 \text{ Н} < C = 37800 \text{ Н}.$$

Поскольку C_p меньше табличного значения, выбранный подшипник подходит. Вероятность его безотказной работы выше 90%.

4.5.7. Находим долговечность выбранных подшипников фактическую:

$$L = (C/P_э)^3 = (37800/4300)^3 = 680 \text{ млн.об}$$

или

$$L_h = 10^6 L/60 n = 10^6 \cdot 680/60 \cdot 190 = 59600 \text{ ч}.$$

4.6. Пример выбора опор ведущего вала конического зубчатого редуктора

Подобрать подшипники вала /см.пример 4.2/, если дано: $F_{r1} = 610$ Н; $F_{r2} = 2660$ Н; $F_a = 330$ Н; $d_n = 30$ мм; $n = 450$ мин$^{-1}$; $L_h = 15000$ ч; $t \le 100^\circ$C. Расчетная схема показана на рис.8.

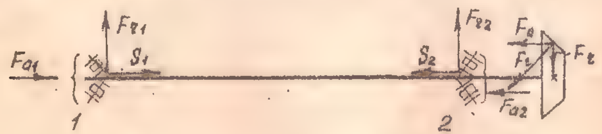


Рис.8. Расчетная схема к примеру 4.6

В рассматриваемом примере в качестве опор вала конического редуктора взяты радиально-упорные конические роликоподшипники. Внутренние кольца подшипников закрепляются на валу неподвижно; наружные кольца размещаются в стакане, причем наружное кольцо правого подшипника своим торцом упирается в буртик стакана, а наружное кольцо левого поджимается крышкой. При установке подшипников по такой схеме требуется регулировка как подшипников, так и зацепления конической зубчатой передачи, что обеспечивается двумя комплектами металлических прокладок, размещаемых соответственно между крышкой подшипника и стаканом, а также между стаканом и корпусом редуктора.

4.6.1. Ориентировочно принимаем подшипники роликовые конические однорядные легкой серии 7206, у которых /по каталогу/ $d = 30$ мм, $D = 62$ мм, динамическая грузоподъемность $C = 29800$ Н, статическая грузоподъемность $C_0 = 22300$ Н, вспомогательный коэффициент $e = 0{,}36$, коэффициент радиальной нагрузки $X = 0{,}4$, коэффициент осевой нагрузки $Y = 1{,}65$.

4.6.2. Определяем осевые составляющие от радиальной нагрузка:

$$S_1 = 0{,}83\ F_{r1} = 0{,}83 \cdot 0{,}36 \cdot 610 = 182 \text{ Н};$$

$$S_2 = 0{,}83\ F_{r2} = 0{,}83 \cdot 0{,}36 \cdot 2660 = 795 \text{ Н}.$$

Так как $F_{r2} > F_{r1}$ и $S_2 > S_1$, принимаем $F_{a2} = S_2 = 795$ Н и $F_{a1} = S_2 - F_a = 795 - 330 = 465$ Н $> S_1$, что соответствует

$$F_a = S_2 - S_1 = 330 \text{ Н}.$$

4.6.3. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 1. Так как отношение $F_{a1}/VF_{r1} = 465/1{,}0 \cdot 610 = 0{,}766 > e$, то $P_1 = (XVF_{r1} + YF_{a1})K_б\ K_T = (0{,}4 \cdot 1{,}0 \cdot 610 + 1{,}65 \cdot 465) \times 1{,}8 \cdot 1{,}0 =$ $= 1980$ Н,

где $V = 1$, так как вращается внутреннее кольцо, $K_б = 1{,}8$ /см.табл.17/, $K_T = 1{,}0$ /см.табл.18/.

4.6.4. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 2. Так как отношение $F_{a2}/VF_{r2} = 795/1{,}0 \cdot 2660 = 0{,}29 < e$, то $P_2 = F_{r2}\ V K_б K_T = 2660 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}8 \cdot 1{,}0 = 4780$ Н.

Поскольку $P_2 > P_1$, дальнейший расчет ведем по более нагруженной опоре. С учетом графика нагружения /см.рис.4/

$$P_2' = P_2 = 4780 \text{ Н},\ P_2'' = 0{,}6\ P_2 = 0{,}6 \cdot 4780 = 2880 \text{ Н}.$$

4.6.5. Определяем долговечность подшипника номинальную и при каждом режиме нагружения:

$$L = 60nL_h/10^6 = 60\cdot 450\cdot 15000/10^6 = 405 \text{ млн.об};$$

$$L_1 = L_2 = 0{,}5L = 0{,}5\cdot 405 = 202{,}5 \text{ млн.об.}$$

4.6.6. Подсчитываем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 2 с учетом переменности режима нагружения:

$$P_э = \sqrt[3]{[(P_2)^3 L_1 + (P_2')^3 L_2]/L} = \sqrt[3]{4780^3\cdot 202{,}5 + 2880^3\cdot 202{,}5/405} = 4000 \text{ Н.}$$

4.6.7. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность подшипника:

$$C_p' = L^{3/10} P_э = 405^{3/10}\cdot 4000 = 23990 \text{ Н.}$$

Поскольку C_p меньше табличного значения, выбранный подшипник подходит. Вероятность его безотказной работы выше 90%.

4.6.8. Находим фактическую долговечность выбранных подшипников:

$$L = (C/P_э)^{10/3} = (29800/4000)^{10/3} = 415 \text{ млн.об};$$

$$L_h = 10^6 L/60n = 10^6\cdot 415/60\cdot 450 = 15400 \text{ ч.}$$

4.7. Пример выбора опор промежуточного вала двуступенчатого зубчатого редуктора

Подобрать подшипники вала /см.пример 4.3/, если дано: $F_{r1} = 7450$ Н; $F_{r2} = 10100$ Н; внешняя осевая сила $P_a = F'_{a3} - F'_{a2} = 2440 - 980 = 1460$ Н; $d_п = 50$ мм; $n = 730$ мин$^{-1}$; $L_h = 10000$ ч, $t \leq 100^\circ$С. Нагрузка постоянная. Рабочая схема показана на рис.9.

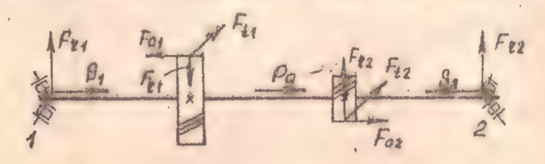


Рис.9. Расчетная схема к примеру 4.7

В рассмотренном примере в качестве опор вала взяты радиально-упорные конические роликоподшипники, отличающиеся удобством сборки и разборки, а также возможностью регулировки зазоров для

компенсации износа. Регулировка зазоров осуществляется с помощью комплекта металлических прокладок, устанавливаемых между крышкой подшипника и корпусом редуктора. Такие подшипники часто устанавливают в цилиндрических редукторах с колесами, имеющими прямые зубья, где осевые усилия отсутствуют, однако их использование в этом случае оправдано, поскольку они позволяют уменьшить размеры опорных узлов редукторов.

4.7.1. Ориентировочно принимаем подшипники роликовые конические однорядные средней серии 7310Н, у которых $d = 50$ мм, $D = 110$ мм, динамическая грузоподъемность $C = 96600$ Н, статическая грузоподъемность $C_o = 75900$ Н, коэффициент радиальной нагрузки $X = 0{,}4$, коэффициент осевой нагрузки $Y = 1{,}94$, $e = 0{,}31$.

4.7.2. Определяем осевые составляющие от радиальной нагрузки:

$$S_1 = 0{,}83\, e F_{r1} = 0{,}83 \cdot 0{,}31 \cdot 7450 = 1920 \text{ Н},$$

$$S_2 = 0{,}83\, e F_{r2} = 2830 \text{ Н}.$$

4.7.3. Определяем осевые реакции опор 1 и 2. Для этого подсчитываем сумму осевых усилий, действующих на подшипники.

$$\Sigma X_1 = S_2 - P_a = 2830 - 1460 = 1370 \text{ Н} < S_1,$$

поэтому $F_{a1} = S_1 = 1920$ Н,

$$\Sigma X_2 = S_1 + P = 1920 + 1460 = 3380 \text{ Н} > S_2,$$

поэтому $F_{a2} = \Sigma X_2 = 3380$ Н.

4.7.4. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 1.

Так как отношение $F_{a1}/VF_{r1} = 1929/1{,}0 \cdot 7450 = 0{,}258 < e$, то $P_1 = F_{r1} V K_б K_T = 7450 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}0 = 9700$ Н, где $K_б = 1{,}3$ /см.табл.17/, $K_T = 1{,}0$ /см.табл.18/.

4.7.5. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку опоры 2.

Так как отношение $F_{a2}/VF_{r2} = 3380/1{,}0 \cdot 10100 = 0{,}33 > e$, то

$$P_2 = (XVF_{r2} + YF_{a2}) K_б K_T = (0{,}4 \cdot 1{,}0 \cdot 10100 + 1{,}94 \times 3380) \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}0 = 13800 \text{ Н}.$$

4.7.6. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность подшипника опоры 2 /более нагруженной/.

$$C_p = L^{3/10} \cdot P_2 = 438^{3/10} \cdot 13800 = 83200 \text{ Н} < C,$$

где $L = 60 n L_h / 10^6 = 60 \cdot 750 \cdot 10000/10^6 = 438$ млн.об.

Поскольку C_p меньше табличного значения, выбранный подшипник подходит. Вероятность его безотказной работы выше 90%.

4.7.7. Находим фактическую долговечность выбранных подшипников:

$$L = (C/P_2)^{10/3} = (96600/13800)^{10/3} = 660,7 \text{ млн.об};$$

$$L_h = 10^6 L/60n = 10^6 \cdot 660,7/60 \cdot 470 = 23400 \text{ ч}.$$

4.8. Пример выбора опор вала-червяка червячного редуктора

Подобрать подшипники вала-червяка /см.пример 4.4/, если дано: $F_{r1} = 2455$ Н; $F_{r2} = 3100$ Н; $F_a = 7580$ Н; $n = 520$ мин$^{-1}$; $L_h = 4000$ ч; $d_в = 45$ мм.

В рассматриваемом примере левая опора состоит из двух радиально-упорных конических роликоподшипников. Такое решение опорного узла повышает осевую жесткость вала. Внутренние кольца подшипников размещаются на валу, наружные - в стакане. Регулировка подшипников осуществляется с помощью комплекта металлических прокладок, устанавливаемых между стаканом и крышкой подшипников. Правая опора, для которой принят радиальный однорядный шарикоподшипник, "плавающая". Внутреннее кольцо подшипника закреплено на валу неподвижно, а наружное может перемещаться, что способствует возможности свободного осевого перемещения вала.

Установка подшипников по такой схеме /рис.10/ используется при любых расстояниях между опорами, переменных по направлению осевых нагрузок, и реверсивной работе редуктора [12].

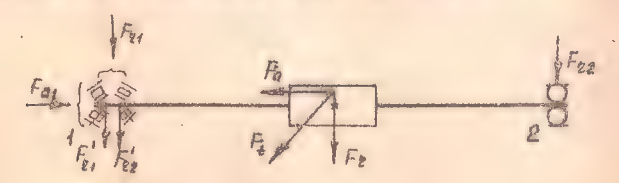


Рис.10. Расчетная схема к примеру 4.8

4.8.1. Предварительно принимаем для левой опоры I подшипники средней серии 7609, у которых $d = 45$ мм, $D = 100$ мм, динамическая грузоподъемность $C = 104000$ Н, статическая грузоподъем-

ность C_0 = 90500 Н; факторы эквивалентной нагрузки e = 0,29, Y = 2,06, коэффициент радиальной нагрузки X = 0,4.

4.8.2. Определяем осевую составляющую от радиальной нагрузки:

$$S_1 = 0{,}83\,e\,F_{r1} = 0{,}83 \cdot 0{,}29 \cdot 2455 = 590 \text{ Н}.$$

Принимаем $F_{a1}' = F_a = 7580\ Н > S_1$.

4.8.3. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку для опоры I, считая, что всю нагрузку воспринимает ее левый подшипник.

Так как F_{a1}/VF_{r1} = 7580/1,0 · 2455 = 3,1 > e = 0,29, то $P_1 = (XVF_{r1} + YF_{a1})K_б K_T$ = /0,4·1,0·2455+2,06·7580/ x x 1,5·1,0 = 24500 Н,

где $K_б$ = 1,5 /см.табл.17/, K_T = 1,0 /см.табл.18/, V = 1,0.

4.8.4. Определяем расчетную динамическую грузоподъемность опоры I:

$$C = L^{3/10} P_1 = 125^{3/10} \cdot 24500 = 103000 \text{ Н},$$

где $L = 60\,nL_h/10^6 = 60 \cdot 520 \cdot 4000/10^6$ = 125 млн.об.

Так как расчетное значение динамической грузоподъемности меньше табличного значения /см.п.4.8.1/, выбранные подшипники подходят. Вероятность безотказной работы выше 90%.

4.8.5. Находим фактическую долговечность выбранных подшипников:

$$L = (C/P_1)^{10/3} = (104000/24500)^{10/3} = 126 \text{ млн.об};$$

$$L_h = 10^6 L/60\,n = 10^6 \cdot 126/60 \cdot 520 = 4300 \text{ ч}.$$

4.8.6. Находим эквивалентную динамическую нагрузку правой опоры 2:

$$P_2 = F_{r2} V K_б K_T = 3100 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}5 \cdot 1{,}0 = 4650 \text{ Н}.$$

4.8.7 Определяем динамическую грузоподъемность опоры 2:

$$C_2 = L^{1/3} P_2 = 125^{1/3} \cdot 4650 = 22800 \text{ Н}.$$

4.8.8. По справочнику принимаем подшипник легкой узкой серии 209, у которого d = 45 мм, D = 85 мм, динамическая грузоподъемность C = 25700 Н, статическая грузоподъемность C_0 = =18100 Н, предельная частота вращения n = 6300 мин$^{-1}$ при пластичной смазке. Вероятность безотказной работы этого подшипника будет выше 90%.

Приложение

Реализация на ЭВМ методики выбора радиальных однорядных шариковых подшипников по динамической грузоподъемности

Подготовка исходных данных

Для работы программы необходимо задать следующую информацию:

радиальные нагрузки опор I и 2 соответственно *FR1* и *FR2* ;

осевую нагрузку опоры I или опоры 2 – *FA1* и *FA2*. Если осевая нагрузка отсутствует, ее принимают равной 0;

табличные значения статической грузоподъемности *C0* и динамической грузоподъемности *CN* подшипника;

срок службы подшипника в часах – *H* ;

коэффициенты: вращения – *V* , безопасности – *BEZ*, температурный – *TEM* ;

частоту вращения подшипника – *VEL* ;

коэффициенты нагрузки по графику нагрузки – AI, A2, A3 и A4. Если режим нагружения постоянный, то AI=I, A2=A3=A4=0;

коэффициенты, учитывающие, какую часть времени подшипник работает при данном уровне нагрузки, – BI, B2, B3, B4. Если режим нагружения постоянный, то BI=I, B2=B3=B4=0.

Текст программы

```
OC EC FORTRAN ST  56-10.74    MAIN   DATE 23.12.83(357)-00.04.56

      READ1,FR1,FRZ,FA1,FA2,V,BEZ,TEM
    1 FORMAT(4F7.1,3F3.1)
      READ2,VEL,H,CO,CN
    2 FORMAT(F5.1,4F10.1)
      READ3,A1.A2,A3,A4
      READ3,B1,B2,B3,B4
    3 FORMAT(4F2.1)
      PRINT100
  100 FORMAT(10X,'ПРОГРАММА ДЛЯ ВЫБОРА ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ')
      PRINT101,FR1,FR2
  101 FORMAT(5X,'РАДИАЛЬ. РЕАКЦИИ ОПОР R1=',F8.1,'H  И R2=',F8.1,'H')
      PRINT102,FA1,FA2
  102 FORMAT(5X,'ОСЕВЫЕ РЕАКЦИИ ОПОР A1=',F8.1,'H  И A2=',F8.1,'H')
      IF(FA1-FA2)10,11,12
   10 P1=FR1*V*BEZ*TEM
      ER=FA2/V*FR2
      E=0.183+1.38*(FA2/CO)-2.99*(FA2/CO)**2+2.416*(FA2/CO)**3
      IF(ER-E)13,13,14
   13 P2=FR2*V*BEZ*TEM
```

```
      GO1020
   14 Y=5.69-26.77*E+54.19*E**2-40.*E**3
      P2=(0.56*V*FR2+Y*FA2)*BEZ*TEM
      GO1020
   11 GO1010
   12 X1=FR1
      FR1=FR2
      FR2=X1
      Y1=FA1
      FA1=FA2
      FA2=Y1
      GO1010
   20 IF(P1-P2)15,15,16
   15 R=P2
      R1=A1*R
      R2=A2*R
      R3=A3*R
      R4=A4*R
      HL=60.*VEL*H/1.0E6
      HL1=B1*HL
      HL2=B2*HL
      HL3=B3*HL
      HL4=B4*HL
      PE=((HL1*R1**3+HL2*R2**3+HL3*R3**3+HL4*R4**3)/HL)**0.333
      GO1021
   16 RR=P1
      P2=RR
      GO1015
   21 C=PE*HL**0.3333
      HLD=(CN/PE)**3
      HD=1.0E6*HLD/60.*VEL
      PRINT107,C
  107 FORMAT(5X,'ТРЕБУЕМАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЬЕМНОСТЬ C=',F8.1,'H')
      PRINT104,CN
  104 FORMAT(5X,'ДИНАМИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЬЕМНОСТЬ CN=',F8.1,'H')
      PRINT103,CO
  103 FORMAT(5X,'СТАТИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЬЕМНОСТЬ CO=',F8.1,'H')
      PRINT105,H
  105 FORMAT(5X,'СРОК СЛУЖБЫ ПОДШИПНИКА  H=',F10.2,'ЧАСОВ')
      PRINT106,HD
  106 FORMAT(5X,'АГАСТ. СРОК СЛУЖБЫ  HD=',F10.2,'ЧАСОВ')
      STOP
      END
```

Расшифровка выходной информации

После решения задачи машина выводит на печать следующую информацию:

```
ПРОГРАММА ДЛЯ ВЫБОРА ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ
РАДИАЛЬ. РЕАКЦИИ ОПОР R1=______ H  И R2= ______ H
ОСЕВЫЕ РЕАКЦИИ ОПОР A1=         H  И A2=        H
ТРЕБУЕМАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЬЕМНОСТЬ C=          H
ДИНАМИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЬЕМНОСТЬ CN=          H
СТАТИЧЕСКАЯ ГРУЗОПОДЬЕМНОСТЬ CO=           H
СРОК СЛУЖБЫ ПОДШИПНИКА  H=__________   ЧАСОВ
АГАСТ. СРОК СЛУЖБЫ  HD=               ЧАСОВ
```

Валы и подшипники качения
Методические указания
к расчетно-графическим работам.
Примеры расчета

для студентов машиностроительных
специальностей всех форм обучения

Составители Владимир Васильевич Хильчевский
Юрий Алексеевич Попченко
Александр Пантелеевич Полешко

Редактор Л.В.Зотова
Корректоры Л.В.Логвиненко
С.А.Гольд

Подп. к печ. 12.06.84. Изд. № 463. Формат 84×108 1/32.
Бумага тип. № 3. Печать офсетная. Физ. печ. л. 1,625. Уч.-изд. л. 2,4
Усл. печ. л. 2,73. Тираж 1000. Зак. № 1062. Бесплатно.

КПИ, 252056, Киев, Брест-Литовский проспект, 39.

Межвузовское полиграфическое предприятие.
252135, Киев, бульвар Т. Шевченко, 78.



Бесплатно

Зак. 1062.